

# České vysoké učení technické v Praze

## Fakulta strojní

12120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



## DIPLOMOVÁ PRÁCE

**Optimalizace zážehového motoru s výkonovou turbínou**

**Optimization of a Spark Ignition Engine with Power Turbine  
Technology**

**Autor:** Bc. Petr Kohout

**Studijní obor:** Dopravní letadlová a transportní technika

**Vedoucí práce:** Ing. Ondřej Bolehovský

**Praha 2016**

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kohout** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **397016**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Optimalizace zážehového motoru s výkonovou turbínou**

Název diplomové práce anglicky:

**Optimization of a Spark Ignition Engine with Power Turbine Technology**

Pokyny pro vypracování:

Zpracujte model přeplňovaného zážehového motoru (řadový čtyřválcový, rozměry válce: 74,5 x 80 mm), doplněného o sériově zařazenou výkonovou turbínu, pohánějící alternátor. Předběžně navrhnete konstrukční uspořádání. Optimalizujte velikost turbíny turbodmychada s ohledem na změnu redukováného průtoku při použití výkonové turbíny. Proveďte celkovou optimalizaci oběhu motoru pro dosažení maximální účinnosti při respektování změněné meze klepání pod vlivem vnitřní recirkulace spalín. Optimalizační výpočty proveďte na vnější charakteristice motoru pro otáčkové body 2000 a 4000 min<sup>-1</sup> a pro částečné zatížení (BMEP = 7 bar) pro otáčkový bod 1500 min<sup>-1</sup>.

Seznam doporučené literatury:

Heywood J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals  
Vnitřní materiály Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel (U 12120)  
Návody a manuály k simulačnímu nástroji GT-POWER

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Ondřej Bolehovský, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **01.11.2016**

Termín odevzdání diplomové práce: **06.01.2017**

Platnost zadání diplomové práce: \_\_\_\_\_

Podpis vedoucí(ho) práce

Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

Podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta

## **PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Optimalizace zážehového motoru s výkonovou turbínou vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu použité literatury.

V Praze dne 1.1.2017

.....

Petr Kohout

## OBSAH

<b>ANOTACE .....</b>	<b>6</b>
<b>ANOTATION.....</b>	<b>7</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ .....</b>	<b>8</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>10</b>
<b>SEZNAM TABULEK.....</b>	<b>12</b>
<b>1 ÚVOD .....</b>	<b>13</b>
<b>2 ENERGETICKÁ BILANCE SPALOVACÍHO MOTORU.....</b>	<b>15</b>
<b>3 „WASTE HEAT RECOVERY“ SYSTÉMY .....</b>	<b>18</b>
3.1 PŘIPOJENÍ TEPELNÉHO OBĚHU .....	18
3.1.1 Organický Rankine-Clausiusův cyklus.....	18
3.1.2 Stirlingův motor .....	19
3.2 TERMoelektrické generátory .....	21
3.3 PŘIPOJENÍ LOPATKOVÉHO STROJE.....	22
3.3.1 Mechanický turbocompound.....	22
3.3.2 Elektrický turbocompound se dvěma turbínami v sérii .....	24
3.3.3 Elektrický turbocompound s jednou turbínou .....	25
<b>4 CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE .....</b>	<b>26</b>
<b>5 MATEMATICKÝ SIMULAČNÍ MODEL.....</b>	<b>27</b>
5.1 MODELOVÁNÍ A VÝPOČET V PROSTŘEDÍ GT-POWER .....	27
5.2 ZKOUMANÝ ZÁŽEHOVÝ MOTOR.....	30
<b>6 ŘEŠENÍ .....</b>	<b>33</b>
<b>7 SIMULACE V MODELECH BEZ KLEPÁNÍ.....</b>	<b>35</b>
7.1 MOTOR BEZ VÝKONOVÉ TURBINY BEZ MODELU KLEPÁNÍ.....	36
7.2 VLIV PODMÍNEK VE VÁLCI NA PRŮBĚH HOŘENÍ .....	37
7.3 MOTOR S VÝKONOVOU TURBÍNOU VE DRUHÉM STUPNI BEZ MODELU KLEPÁNÍ.....	42
7.4 MOTOR S VÝKONOVOU TURBÍNOU V PRVNÍM STUPNI BEZ MODELU KLEPÁNÍ.....	45
<b>8 SIMULACE V MODELECH S KLEPÁNÍM.....</b>	<b>48</b>
8.1 KLEPÁNÍ.....	48
8.1.1 Vznik klepání .....	49
8.1.2 Vliv klepání na komponenty motoru.....	51
8.1.3 Matematický model klepání .....	52

8.2	MOTOR BEZ VÝKONOVÉ TURBINY S MODELEM KLEPÁNÍ .....	55
8.3	MOTOR S VÝKONOVOU TURBINOU VE DRUHÉM STUPNI S MODELEM KLEPÁNÍ .....	55
8.4	MOTOR S VÝKONOVOU TURBINOU V PRVNÍM STUPNI S KLEPÁNÍM.....	56
8.5	ROZBOR VÝSLEDKŮ V SIMULACÍCH S MODELEM KLEPÁNÍ .....	57
8.6	ÚČINNOST VÝKONOVÉ TURBINY – CITLIVOSTNÍ ANALÝZA .....	61
<b>9</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>64</b>
<b>10</b>	<b>NÁMĚTY K NAVAŽUJÍCÍ PRÁCI .....</b>	<b>65</b>
	<b>LITERATURA.....</b>	<b>66</b>

## **ANOTACE**

**Klíčová slova:** benzinový zážehový motor, výkonová turbína, simulace, GT-POWER turbocompound, klepání, faktor vlivu, využití odpadního tepla

**Anotace:**

V této magisterské diplomové práci je vytvořen simulační výpočetní model pro zjišťování potenciálu výkonové turbíny připojené k benzinovému zážehovému motoru. Při simulacích je implementován pokročilý model zachycující výskyt klepání. Dále je průběh vývinu tepla při zařazené výkonové turbíně upravován pomocí faktorů vlivu oproti původnímu modelu bez výkonové turbíny. Těmito úpravami je podchycen vliv podmínek ve válci na spalovací proces.

## **ANOTATION**

**Keywords:** gasoline spark-ignition engine, power turbine, simulation, GT-POWER, turbocompound, knocking, effect factor, waste heat recovery

**Anotace:**

Computational simulation model is created in this Master's thesis in order to scrutinize potential benefits of power turbine implemented in gasoline spark-ignition engine. Phenomenon of knocking is simulated using advanced knocking model. Furthermore, heat release is adjusted compared to the model without a power turbine, because of different conditions in the cylinders. The influence of different conditions is modeled using so called effect factors.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\dot{q}$	[W·m <sup>-2</sup> ]	– hustota tepelného toku
$\alpha, h_c$	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	– součinitel přestupu tepla
$T$	[K]	- teplota
$T_p$	[K]	– teplota plynu
$T_s$	[K]	– teplota stěny
$T_{ub}$	[K]	– teplota nespálené směsi
$S$	[m <sup>2</sup> ]	– plocha přestupu tepla
$\dot{Q}$	[W]	– tepelný tok
$p$	[Pa]	– tlak
$\dot{Q}_w$	[W]	– tepelný tok do stěn spalovacího prostoru
$\dot{H}_e$	[W]	– tok entalpie výfukových plynů,
$P_b$	[W]	– efektivní výkon
$P_{tf}$	[W]	– celkový třecí výkon
$P_i$	[W]	– indikovaný výkon
$P_{pf}$	[W]	– třecí výkon pístu
$\dot{Q}_{cool}$	[W]	– tepelný tok do chladiva motoru
$\dot{Q}_{c,e}$	[W]	– tepelný tok do chladiva motoru ve výfukových kanálech
$\dot{H}_{e,s,a}$	[W]	– entalpický tok výfukových plynů do atmosféry
$\dot{H}_{e,lc}$	[W]	– tok slučovacích tepel výfukových plynů z důvodu nedokonalého spalování
$\dot{Q}_{e,r}$	[W]	– tepelný tok vyzářený z výfukového potrubí
$\dot{E}_{e,k}$	[W]	– tok kinetické energie výfukových plynů,
$\dot{Q}_{misc}$	[W]	– součet zbylých energetických toků.
CO <sub>2</sub>		– oxid uhličitý
$s$	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	- měrná entropie
$V$	[m <sup>3</sup> ]	- objem
$t$	[s]	- čas
$H$	[J]	- entalpie
$h$	[J·kg <sup>-1</sup> ]	
$A_s$	[m <sup>2</sup> ]	- povrch přestupu tepla
$A$	[m <sup>2</sup> ]	- plocha proudění, Chenn-Flynn tlakový koeficient



B	[mm/-]	- vrtání válce/ Chenn-Flynn tlakový koeficient
m	[kg/-]	- hmotnost, exponent Woschni
e	[J·kg <sup>-1</sup> ]	- měrná energie
u	[J·kg <sup>-1</sup> ]	- měrná vnitřní energie
C <sub>f</sub>	[-]	- ztrátový koeficient třením
C <sub>p</sub>	[-]	- koeficient tlakové ztráty
x <sub>Q</sub>	[-]	- podíl uvolněné energie z paliva
τ	[s]	- indukční doba/průtah vznětu
φ	[°]	- úhel pootočení klikového hřídele
M <sub>1</sub> , M <sub>2</sub>	[-]	- korekční koeficienty vztahu Doudada a Eyzata
c <sub>s</sub>	[m·s <sup>-1</sup> ]	- střední pístová rychlost
w	[m·s <sup>-1</sup> ]	- lokální rychlost plynu
C	[-/-]	-konstanta Chen-Flynn, konstanta Woschni
W <sub>e</sub>	[J]	- efektivní práce motoru
P <sub>e</sub>	[W]	- efektivní výkon motoru
H <sub>u</sub>	[J]	- výhřevnost paliva
η	[-]	-účinnost
V <sub>z</sub>	[l]	- zdvihový objem
f <sub>i,x</sub>	[-]	- faktor vlivu
F <sub>i</sub>	[-]	- koeficient posunutí bodu hoření

### Zkratky

NEDC	New European Driving Cycle – testovací jízdní cyklus
WLTP	Worldwide harmonized Light vehicles Testing Procedure - testovací jízdní cyklus
EGR	Exhaust Gas Recirculation – zpětná recirkulace výfukových plynů
RC	Rankine – Clausiův (cyklus)
RPM	Rotations per Minute – otáčky [min <sup>-1</sup> ]
IVC	Intake Valve Closing – zavření sacího ventilu
ON	Octane Number – oktanové číslo
BMEP	Break Mean Effective Pressure – střední efektivní tlak
PMEP	Pumping Mean Effective Pressure – střední tlak výměny náplně válce
FMEP	Friction Mean Effective Pressure – střední tlak třecích ztrát
VGT	Variable Geometry Turbine – turbine s proměnlivou geometrií

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 – Sankeyho digram využití energie paliva v motoru	15
Obr. 2 – Schéma RC cyklu umístěného ve výfukovém potrubí automobilu	18
Obr. 3 – T-s diagram RC cyklu	18
Obr. 4 – schéma RC cyklu s regenerací	19
Obr. 5 – p-V a T-s diagram Stirlingova motoru	20
Obr. 6 – alfa konstrukce Stirlingova motoru	21
Obr. 7 – beta konstrukce Stirlingova motoru	21
Obr. 8 – termoelektrická dvojice	22
Obr. 9 – termoelektrický generátor umístěný ve výfukovém potrubí	22
Obr. 10 – mechanický turbocompound	23
Obr. 11 – výkonová turbina elektrického turbocompoundu (systém John Deere)	24
Obr. 12 – elektrický turbocompound s jednou turbínou (systém Caterpillar)	25
Obr. 13 – diskretizace objemu 1-D objektů	29
Obr. 14 –schéma pracovní plochy v prostředí GT-POWER	30
Obr. 15 – vnější výkonová charakteristika motoru	32
Obr. 16 – vnější BMEP charakteristika	32
Obr. 17 – část modelu motoru shodná pro všechny varianty bez klepání	35
Obr. 18 – Schéma modelování turbodmyhadla a jeho řízení	36
Obr. 19 – příklad posunutí význačných bodů v křivce vývinu tepla	39
Obr. 20 – posun vývinu tepla se zařazenou výkonovou turbínou při 2000 RPM	41
Obr. 21 –posun vývinu tepla se zařazenou výkonovou turbínou při 4000 RPM	41
Obr. 22 – upravená funkce vývinu tepla pro částečné zatížení při 1500 RPM	42
Obr. 23 – schéma uspořádání turbin při umístění výkonové turbíny do druhého stupně	43
Obr. 24 – původní rychlostní mapa turbíny	44

Obr. 25 – schéma uspořádání s výkonovou turbinou v prvním stupni	46
Obr. 26 – tlakové oscilace ve válci při klepání	49
Obr. 27 – závislost délky průtahu vznětu isooktanu	50
Obr. 28 – závislost délky průtahu vznětu methanu	50
Obr. 29 – poškození pístu způsobené přestupem tepla	51
Obr. 30 – poškození hlavy způsobené přestupem tepla	51
Obr. 31 – poškození pístu oscilacemi způsobenými klepáním	52
Obr. 32 – implantace modelu klepání do modelu motoru	53
Obr. 33 – model klepání v prostředí GT-POWER	54
Obr. 34 - porovnání měrných spotřeb v simulacích s modelem klepání	58
Obr. 35 – srovnání výkonu z výkonových turbin	59
Obr. 36 – střední tlak výměny náplně válce	60
Obr. 37 – účinnost spalovacího motoru bez započtení výkonu výkonové turbíny	60
Obr. 38 – účinnost celé pohonné jednotky se započtením výkonu výkonové turbíny	61
Obr. 39 – původní mapa účinností výkonové turbíny	62
Obr. 40 – porovnání spotřeb s různou účinností výkonových turbin	63

## SEZNAM TABULEK

Tab. 1 – Zachování energie automobilového spalovacího motoru při maximálním výkonu	16
Tab. 2 – Parametry modelovaného motoru	30
Tab. 3 – vyšetřované operační body	33
Tab. 4 – výsledky optimalizace modelu bez výkonové turbíny a bez modelu klepání	37
Tab. 5 – přepočítávací koeficienty pro model s výkonovou turbínou ve druhém stupni	40
Tab. 6 – přepočítávací koeficient pro model s výkonovou turbínou v prvním stupni	40
Tab. 7 – výsledky optimalizace při zařazené výkonové turbíně ve druhém stupni	45
Tab. 8 – výsledky optimalizace modelu s výkonovou turbínou v prvním stupni	46
Tab. 9 – výsledky optimalizace modelu bez výkonové turbíny s klepáním	55
Tab. 10 – výsledky optimalizace pro motor s výkonovou turbínou ve druhém stupni s klepáním	56
Tab. 11 – výsledky optimalizace v simulaci s výkonovou turbínou v prvním stupni s modelem klepání	57
Tab. 12 – Porovnání měrných spotřeb v simulacích s modelem s klepáním	57
Tab. 13 – Měrná spotřeba s různou účinností výkonové turbíny	62

# 1 ÚVOD

Vývoj nových řešení spalovacích motorů, optimalizace spalovacích procesů a celková optimalizace pohonné jednotky jsou dnes hlavní oblastí zájmů konstruktérů i inženýrů zabývajících se počítačovou simulací motorů. Jedním z důvodů je omezenost jak kapalných, tak plyných uhlovodíkových paliv použitelných ve spalovacích motorech. Proto bychom měli chod motoru optimalizovat, zvyšovat jeho účinnost a využívat pouze nezbytně nutné množství paliva pro dané výkonové požadavky. Čím méně paliva je užíváno v současnosti, tím více paliva zbyde pro budoucí generace. Dalším důvodem jsou neustále se zpřísnující emisní limity. Emise vypouštěné ze spalovacích motorů mají dopad na lidské zdraví i životní prostředí. Vzhledem k tomu, že automobilová doprava způsobuje emise také ve městech a v bezprostřední blízkosti obydlených oblastí, je enormní snaha o snížení vypouštěných emisí a jejich množství je legislativně upravováno.

Jedním z prostředků využívaných ke zvýšení účinnosti a tím úspore paliva je tzv. „downsizing“, tedy snižování zdvihových objemů spalovacích motorů, za účelem snížení spotřeby paliva a produkovaných škodlivin. S tím je doprovázeno přepřínování těchto nízkoobjemových motorů, které navyšuje jejich měrný výkon tím, že se do spalovacího prostoru dopraví více směsi paliva se vzduchem díky vysokým plnicím tlakům a zvýšení hustoty dopravovaného média. Je možné, že v budoucnu se stupeň downsizingu bude snižovat a to díky novému testovacímu cyklu WLTP, který lépe vystihuje jízdu v reálném provozu, než dosavadní jízdní cyklus NEDC. Některé nízkoobjemové motory vykazují vyšší produkci  $\text{CO}_2$  při absolvování cyklu WLTP než při cyklu NEDC, naopak motory s většími zdvihovými objemy produkovaly při cyklu WLTP méně  $\text{CO}_2$  než při NEDC. [1] Pro splnění přísných emisních limitů by pak mohlo pro výrobce motorů být vhodnější produkovat motory s většími zdvihovými objemy.

Další způsob, jak omezit emise, je tzv. „aftertreatment“ – pojem, který označuje úpravu výfukových spalin. U zážehových motorů jsou dnes nejpoužívanější třicestné katalytické reaktory. Pro vznětové motory jsou nejčastěji použité oxidační katalytické reaktory, reaktory umožňující selektivní katalytickou redukci a také filtry pevných částic. Systém EGR (tzv. systém vnější recirkulace spalin) přivádí část spalin zpět do válce a tím snižuje teplotu hoření směsi a vznik oxidů dusíku, mimo jiné omezuje ztráty v sání kvantitativně regulovaných zážehových motorů.

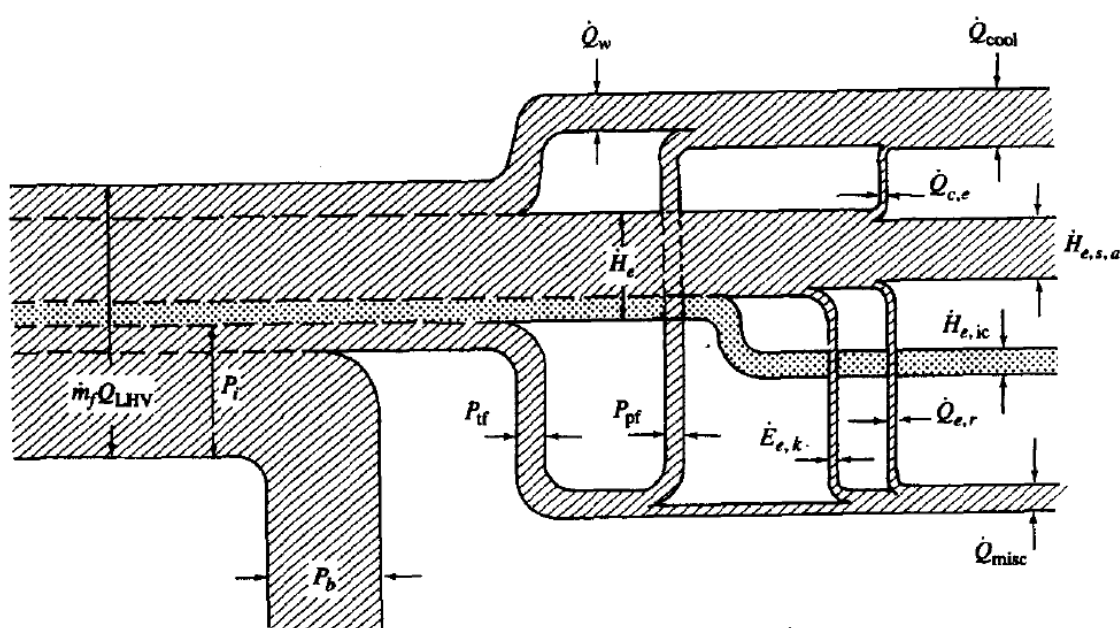
K optimalizaci spalovacího procesu a výměny náplně je využíván i variabilní ventilový rozvod. Systémy s proměnným časováním a zdvihem ventilů se uplatňují při realizaci pokročilých spalovacích procesů, motorové brzdy, vypínání válců či tzv. Millerova cyklu, což je pracovní cyklus motoru s prodlouženou expanzí

Systémy připojené ke spalovacímu motoru, které využívají energii spalin, která by jinak odcházela nevyužita, jsou souhrnně označovány anglickým termínem Waste heat recovery systems, což lze překládat jako systémy využívající odpadní teplo. Na aplikaci jednoho ze systémů Waste heat recovery je zaměřena tato diplomová práce.

Využitím těchto způsobů pro optimalizaci spalovacího procesu a maximální zvýšení účinnosti lze splňovat stále se zpřísnující emisní normy a přitom vycházet vstříc požadavkům zákazníků na vysoký výkon a nízkou celkovou spotřebu vozidel.

## 2 ENERGETICKÁ BILANCE SPALOVACÍHO MOTORU

Ve spalovacím motoru dochází k přeměně chemické energie uložené v palivech na energii tepelnou, která se transformuje na mechanickou práci. Při této transformaci energie dochází ke značným ztrátám a pouze část chemická energie z paliva se opravdu změní na práci mechanickou, pro nás užitečnou. Rozbor využití chemické energie z paliva je na **Obr.1**.



Obr. 1 – Sankeyho digram využití energie paliva v motoru [2]

V Sankeyho diagramu toku energií ve spalovacím motoru jsou zachyceny následující energetické toky:  $(\dot{m}_f \cdot Q_{LHV})$  = hmotnostní průtok paliva  $\times$  výhřevnost paliva,  $\dot{Q}_w$  = tepelný tok do stěn spalovacího prostoru,  $\dot{H}_e$  = tok entalpie výfukových plynů,  $P_b$  = efektivní výkon,  $P_{tf}$  = celkový třecí výkon,  $P_i$  = indikovaný výkon,  $P_{pf}$  = třecí výkon pístu,  $\dot{Q}_{cool}$  = tepelný tok do chladiva motoru,  $\dot{Q}_{c,e}$  = tepelný tok do chladiva motoru ve výfukových kanálech,  $\dot{H}_{e,s,a}$  = entalpický tok výfukových plynů do atmosféry,  $\dot{H}_{e,ic}$  = tok slučovacích tepel výfukových plynů z důvodu nedokonalého spalování,  $\dot{Q}_{e,r}$  = tepelný tok vyzářený z výfukového potrubí,  $\dot{E}_{e,k}$  = tok kinetické energie výfukových plynů,  $\dot{Q}_{misc}$  = součet zbylých energetických toků.

Energetická bilance je potom zapsána rovnicí (2.1)

$$(2.1) \quad P_b + \dot{Q}_{cool} + \dot{Q}_{misc} + \dot{H}_{e,lc} + \dot{H}_{e,s,a} = \dot{m}_f \cdot Q_{LHV}$$

Z **Obr.1** je patrné, že hlavními ztrátami spalovacího motoru jsou přestup tepla do chladicího okruhu motoru a entalpie odcházející ve výfukových plynech. Přibližné procentuální vyjádření podílu jednotlivých energetických toků je zobrazeno v **Tab.1**. Data v **Tab.1** byla publikována v roce 1988. V současnosti je procentuální využití energie z paliva na užitečný výkon vyšší, avšak pro kvalitativní odhad uvedená data postačují.

	$P_b$	$\dot{Q}_{cool}$	$\dot{Q}_{misc}$	$\dot{H}_{e,lc}$	$\dot{H}_e$
Zážehový motor	25 - 28	17 - 26	3 - 10	2 - 5	34 - 45
Vznětový motor	34 - 38	16 - 35	2 - 6	1 - 2	22 - 35
	[% z celkové energie paliva]				

**Tab. 1 – Zachování energie automobilového spalovacího motoru při maximálním výkonu [2]**

Míra přestupu tepla mezi náplní a stěnami válce závisí na mnoha faktorech a je popsána Newtonovým zákonem přestupu tepla (2.2). Teplo dále prostupuje stěnami a přestupuje do chladiwa motoru.

$$(2.2) \quad \dot{q} = \alpha \cdot (T_p - T_s)$$

$$(2.3) \quad \dot{Q} = \dot{q} \cdot S = \alpha \cdot S \cdot (T_p - T_s)$$

$$(2.4) \quad \alpha = f(p, T_p, \dots)$$

Ještě větší než přestup tepla do stěn válce je odvod entalpie v podobě horkých výfukových plynů z válce. Tuto entalpii lze dále využít a přeměnit tak část entalpie výfukových plynů na užitečnou práci. V současnosti je již běžné využívání turbodmychadla pro přeplňování motorů. Turbína turbodmychadla je umístěna ve výfukovém potrubí a využívá entalpie spalin, která ji roztáčí. Dmychadlové kolo (radiální kompresor) je přes hřídel pevně spojené s turbínou a díky tomu se otáčí se stejným otáčkami jako turbína. Kompresor stlačuje nasávaný vzduch a zvyšuje tím jeho hustotu. Pro dodržení daného směšovacího poměru je nutné takto stlačenému vzduchu s vyšší hustotou přidat větší množství paliva. Ve spalovacím prostoru je tak najednou více směsi o stejném směšovacím poměru, než by bylo při atmosférickém



plnění. Spálením více směsi se uvolní i více energie z paliva a motor dosahuje většího výkonu. Postupem času se konstrukce lopatkových mříží turbíny a kompresoru zdokonalovala a účinnost turbodmychadla zvyšovala. Z toho vyplývá, že turbodmychadlo využívá pro stejné zvýšení tlaku v sání motoru menší část entalpie ze spalin, a proto se nyní uvažuje o připojení dalších systémů, které umožní tuto zbylou energii zužít. Právě to nám umožňují tzv. waste heat recovery systémy.

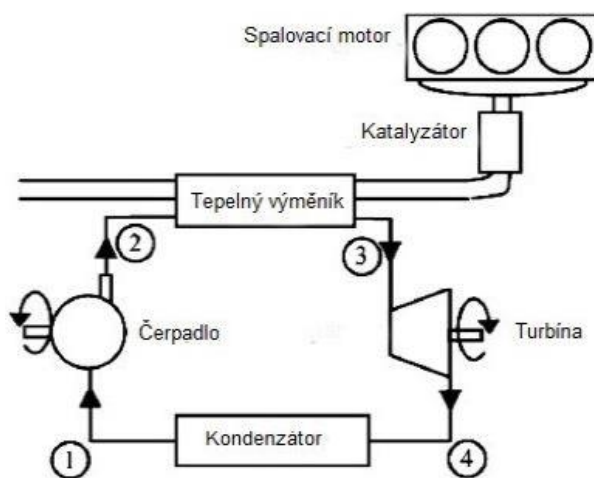
### 3 „WASTE HEAT RECOVERY“ SYSTÉMY

Požadavky na snížení spotřeby a produkce emisí nutí vývoj neustále zvyšovat účinnost pohonné jednotky a přicházet s novými řešeními. Z tepelné bilance motoru je vidět, že velká část energie uvolněné z paliva odchází nevyužita spolu s horkými spaliny. Z tohoto důvodu můžeme vidět nová, stále účinnější konstrukční řešení motorů, která využívají entalpii horkých spalin a zvyšují tak celkovou účinnost pohonné jednotky vozidla. Pro využití entalpie spalin jsou používány tři hlavní principy. Prvním z nich je využití odpadního tepla v připojení tepelném oběhu. Druhým řešením je umístění dalšího lopatkového stroje za turbínu turbodmychadla do výfukového potrubí. Entalpii spalin lze také transformovat na elektrickou energii využitím termoelektrického jevu.

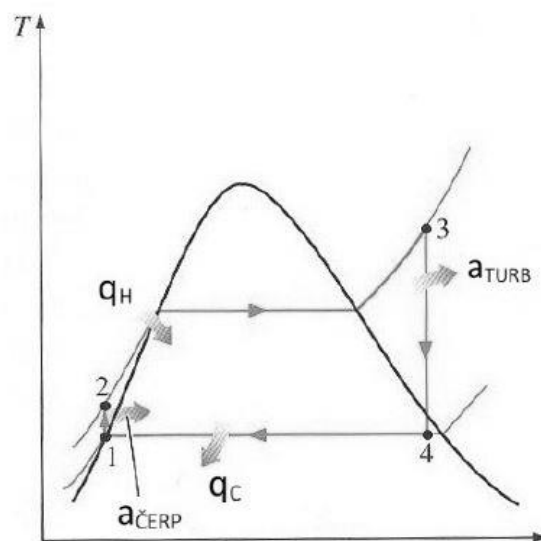
#### 3.1 Připojení tepelného oběhu

##### 3.1.1 Organický Rankine-Clausiusův cyklus

Jedná se o uzavřený systém, při kterém je využíváno odpadní teplo k přeměně pracovního média na páru. Základními komponenty cyklu jsou tepelný výměník, turbína, kondenzátor a čerpadlo. Schéma uspořádání jednotlivých komponentů kde RC cyklus probíhá a umístění v motoru je na **Obr. 2**, na **Obr. 4** je poté zobrazeno schéma RC cyklu s regenerací. Pracovní kapalina je čerpadlem stlačena a poté prochází tepelným výměníkem, kde přijímá teplo z výfukových plynů. Pára pracovního média poté expanduje na turbíně (lopatkový stroj) nebo v expandéru (pístový stroj) a koná mechanickou práci. Po průchodu turbínou či expandérem

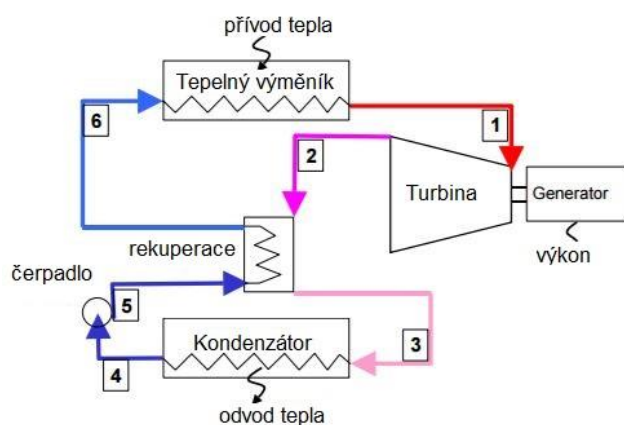


Obr.2 – Schéma RC cyklu umístěného ve výfukovém potrubí automobilu[2]



Obr.3 – T-s diagram RC cyklu[4]

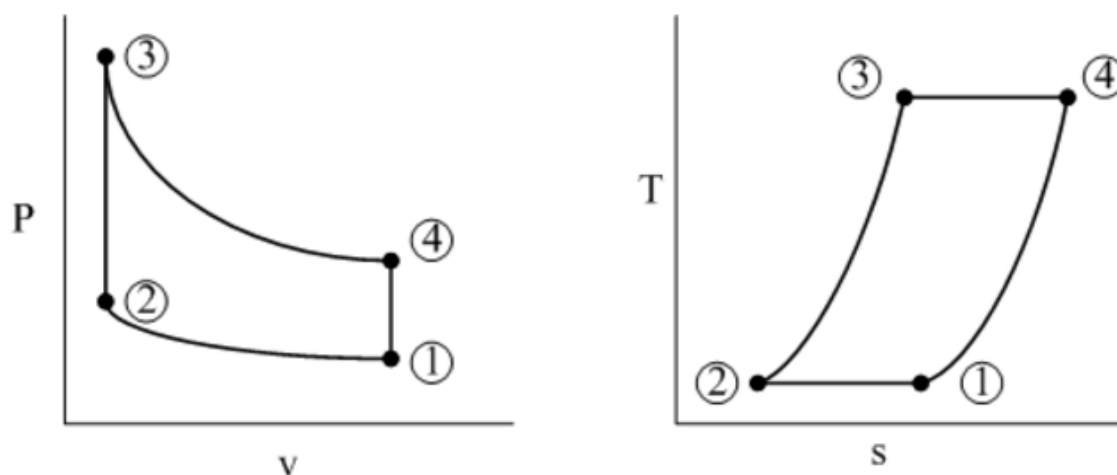
je pracovní medium opět zkapalněno v kondenzátoru kde předá přebytečné teplo chladicímu okruhu a je opět dopravena do tepelného výměníku pomocí čerpadla. Systém je řízen oddělenou řídicí jednotkou, která může být jak samostatná tak integrovaná v řídicí jednotce motoru. V ideálním případě se oběh skládá ze čtyř termodynamických změn, znázorněných v T-s digramu v **Obr. 3** (1-2 izoentropická komprese v čerpadle, 2-3 izobarický přívod tepla ve výměníku, 3-4 izoentropická expanze na turbíně, 4-1 izobarický odvod tepla v kondenzátoru). U klasického RC cyklu se jako medium používá voda, u organického RC cyklu se používají organická media s nižším měrným skupenským teplem varu a nižším kritickým bodem. V automobilových spalovacích motorech s nízkoteplotním ohřevem je proto vhodný organický RC cyklus.



**Obr. 4 – Schéma RC cyklu s regenerací [5]**

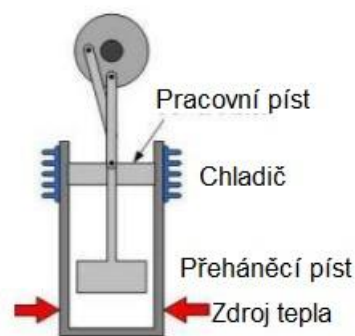
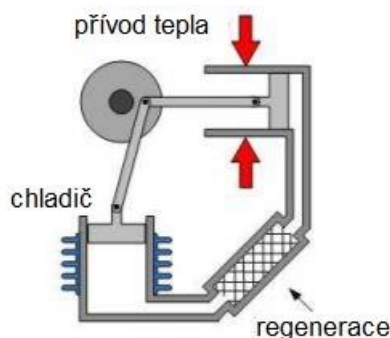
### 3.1.2 Stirlingův motor

Stirlingův motor je uzavřený pístový stroj, který využívá odpadního tepla spalín k ohřevu plynu ve válci. Pracovním médiem je vzduch či jiný plyn. Veškeré teplo, které do oběhu vstupuje či vystupuje, vzniká mimo vnitřní prostor válců a je sdíleno přes stěny motoru. Způsobem přívodu a odvodu tepla se velmi podobá parnímu stroji, avšak pracovní medium na rozdíl od parního stroje zůstává stále v plynném skupenství. V ideálním oběhu Stirlingova motoru probíhají změny znázorněné na **Obr. 5** (1-2 – izotermická komprese, 2-3 – izochorický přívod tepla, 3-4 – izotermická expanze, 4-1 – izochorický odvod tepla).



Obr. 5 – p-V a T-s diagram Stirlingova motoru [6]

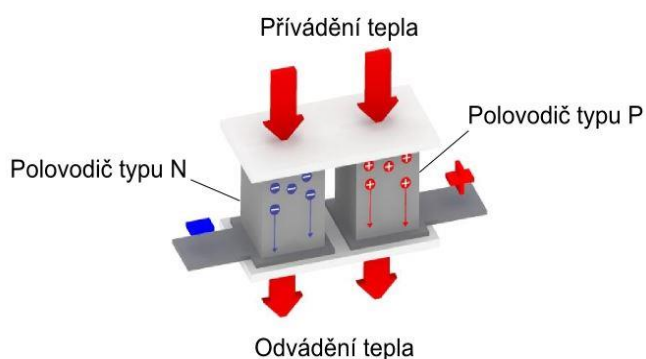
Stirlingův motor se vyskytuje ve dvou konstrukčních variantách. Konstrukce typu alfa je na **Obr. 6**. Toto uspořádání Stirlingova motoru se skládá ze dvou pístů uložených ve dvou různých válcích. Vysokoteplotní válec je uložen uvnitř vysokoteplotního tepelného výměníku a nízko teplotní válec uvnitř nízkoteplotního tepelného výměníku. Oba válce jsou propojené kanálem, který může obsahovat regenerátor tepla. Ojnice jsou připojeny ke klikovému hřídeli v jednom bodě, ale vzhledem k tomu, že jednotlivé válce jsou vůči sobě pootočené o  $90^\circ$ , je i pracovní pozice nízkoteplotního pístu fázově zpožděna o  $90^\circ$ . Na **Obr. 7** je zobrazeno uspořádání Stirlingova motoru ve variantě beta. Beta uspořádání se skládá z válce, který je na jedné straně ohříván a na druhé straně chlazen, z přeháněcího pístu, který je ve válci uložen s velkou vůlí, a z pracovního pístu, který je uložen ve stejném válci jako píst přeháněcí. Oba písty jsou připojené ke klikovému mechanismu, přičemž přeháněcí píst je vůči pracovnímu pístu posunutý o čtvrtinu otáčky ( $90$  stupňů) vpřed. Důležitou součástí motoru je setrvačnick. Vzhledem k tomu, že tato diplomová práce se Stirlingovým motorem nijak více nezabývá ani není předmětem zkoumání, není dále pracovní cyklus a jeho detaily probírán. Více informací lze nalézt v [7]



Obr. 6 – alfa konstrukce Stirlingova motoru [8]      Obr. 7 – beta konstrukce Stirlingova motoru [8]

### 3.2 Termoelektrické generátory

Tento způsob využití entalpie spalin se od ostatních způsobů odlišuje tím, že umožňuje transformovat teplo výfukových plynů přímo na elektrickou energii využitím tzv. Peltier-Sebeckova (termoelektrického) jevu. Jev, kdy díky teplotnímu rozdílu po stranách termoelektrického generátoru, je využíván ve výfukovém potrubí automobilu. Základním konstrukčním prvkem termoelektrických zařízení jsou termoelektrické dvojice tvořené polovodičovým p-n přechodem. Přivedením tepla na p-n přechod dochází k pohybu nosičů náboje. V polovodiči typu P se pohybují kladně nabitě díry směrem ke chladnějšímu konci polovodiče. V polovodiči typu N se přesouvají záporně nabitě elektrony rovněž ke chladnějšímu konci. Na chladnější straně přechodu tak vzniká rozdíl potenciálů. Pokud je tento obvod uzavřen, začnou elektrony proudit přes přechod a dojde k průtoku elektrického proudu. Polovodičové dvojice jsou často spojovány do větších celků nazývaných termoelektrické moduly. Při aplikaci v automobilech je využíváno teplo výfukových plynů pro ohřev jedné strany termoelektrického modulu. Hlavní nevýhodou tohoto řešení je jeho velmi malá účinnost. Schéma termoelektrické dvojice je na **Obr. 8** a samotná možná aplikace je potom na **Obr. 9**. [5]



Obr. 8 – Termoelektrická dvojice [9]



Obr. 9 – Termoelektrický generátor umístěný ve výfukovém potrubí [9]

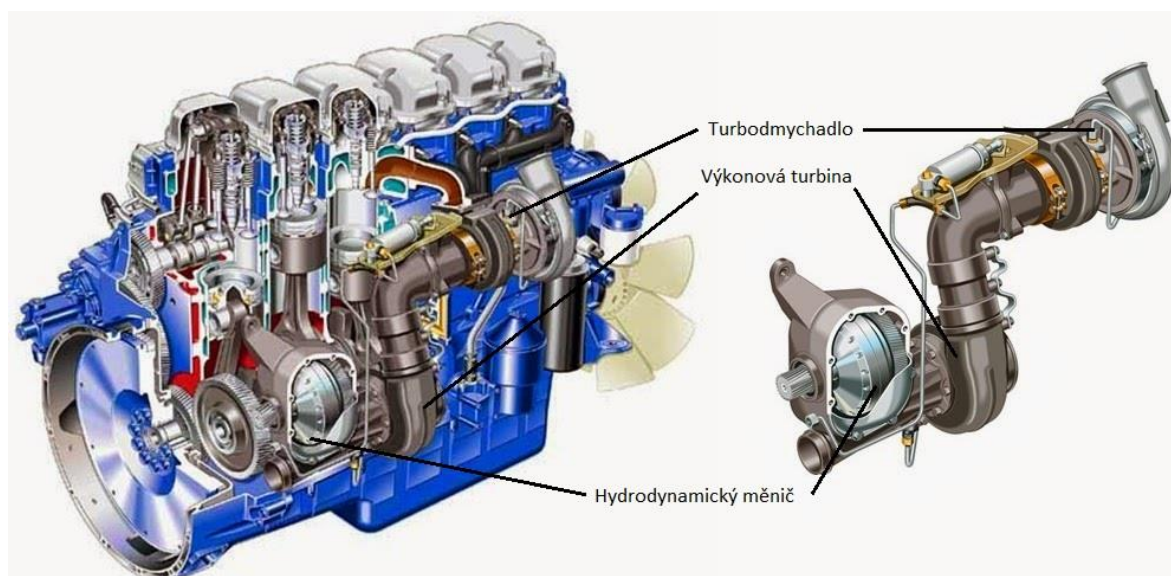
### 3.3 Připojení lopatkového stroje

Jak již bylo napsáno výše, umístění turbíny turbodmychadla do výfukového potrubí je dnes běžné a samotné není označováno jako systém waste heat recovery. Pokud se však do výfukového potrubí připojí kromě turbodmychadla další, tzv. výkonová turbína, nebo pokud se na klasickém turbodmychadle udělají určité konstrukční změny a turbodmychadlo pak kromě přeplňování generuje ještě elektrický výkon, je celý tento systém označován jak tzv. turbocompound. Tyto systémy spadají pod označení waste heat recovery. Právě na využití energie spalin v turbocompound motorech je tato práce zaměřena a jednotlivá konstrukční řešení a jejich výhody a nevýhody jsou popsány níže.

#### 3.3.1 Mechanický turbocompound

V tomto konstrukčním řešení je za turbinu turbodmychadla umístěna další, tzv. výkonová turbína, která je přes převod připojena přímo ke klikovému hřídeli. Společnost Cummins používá axiální výkonovou turbinu, zatímco společnost Voith Turbo volí radiální výkonovou turbinu. Spaliny nejdříve prochází turbinou konvenčního turbodmychadla a dále pokračují na výkonovou turbinu. To nám umožní větší využití entalpie ve spalinách. Velkým problémem je velký rozdíl mezi otáčkami výkonové turbíny, která se pohybuje okolo 50 000 ot/min, a otáčkami klikového hřídele, které se nejčastěji pohybují do 4000 ot/min. Převod je řešen kombinací ozubených převodů a hydrodynamického měniče. Mechanický turbocompound je jediný waste heat recovery systém, který je připojen přímo na klikový hřídel a

zvyšuje točivý moment a tím výkon motoru. Mezi hlavní výhody tohoto řešení patří zvýšení maximálního výkonu při zachování maximálních spalovacích tlaků, snížení spotřeby paliva a snadná realizace recirkulace spalín, která je způsobena vyšším protitlakem ve výfukovém potrubí. Mezi největší nevýhody mechanického turbocompound patří složitý a těžký převod mezi turbínou a klikovým hřídelem a vysoká cena celé pohonné jednotky. Při nízkých zatíženích motoru může mít systém negativní vliv na účinnost motoru. Důležité je také umístění druhé turbíny vzhledem k systémům upravujícím spaliny. Nízká teplota výfukových plynů po průchodu oběma turbínami může mít negativní vliv na správnou funkci aftertreatment systému. Zvýšený protitlak ve výfukovém potrubí způsobený dvěma turbínami má vliv na výměnu náplně válce. Vzhledem k vysoké hmotnosti a prostorové náročnosti je systém vhodný zejména pro velké motory nákladních vozidel. Dalším důvodem, proč je využíván hlavně u nákladních vozidel, je vysoké provozní zatížení motorů těchto vozidel. U mechanického turbocompound je velmi důležité zvážit, zda i přes nárůst hmotnosti celé jednotky bude jeho realizace znamenat přínos.[10]

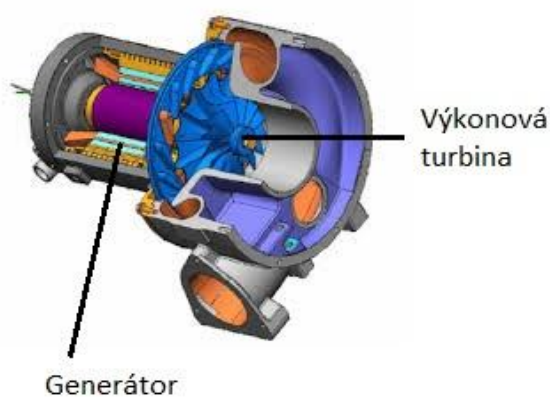


**Obr. 10** – Mechanický turbocompound[11]



### 3.3.2 Elektrický turbocompound se dvěma turbínami v sérii

Základní princip využití energie ze spalin za turbodmychadlem je zde totožný jako u mechanického turbocompound. Ve výfukovém potrubí je za turbodmychadlem umístěna ještě jedna radiální výkonová turbína, která je často opatřena systémem proměnlivé geometrie VGT. Na rozdíl od předchozího případu ale není nijak spojena s klikovým hřídelem. Hřídel z výkonové turbíny je spojen s elektrickým generátorem, ve kterém se indukuje elektrický proud. Dochází tak k transformaci energie ze spalin na energii mechanickou (otáčení výkonové turbíny) a dále v energii elektrickou (generátor). Otáčky a výkon turbíny je řízen nezávisle na otáčkách motoru. Zásadní výhodou elektrického turbocompound je, že elektrická energie může být použita ihned pro napájení elektrických zařízení v automobilu, nebo může být uložena do baterií a využita později. Oproti mechanickému turbocompound zde nenalezneme složité a těžké převodové ústrojí, na druhou stranu jsou v systému navíc umístěné baterie. Nevýhodou je, že generátor musí být chlazen a zvyšuje tak nároky na chladicí okruh motoru. Zvýšený protitlak ve výfukovém potrubí způsobený dvěma turbínami má vliv na výměnu náplně válce. Tento systém je využíván v některých traktorech a zemědělských strojích společnosti John Deere a ve stacionárních motorech společnosti Bowman. Ze všech uvedených waste heat recovery variant se tato jeví jako jedna s největší budoucností a s uplatněním v seriové výrobě.[10]

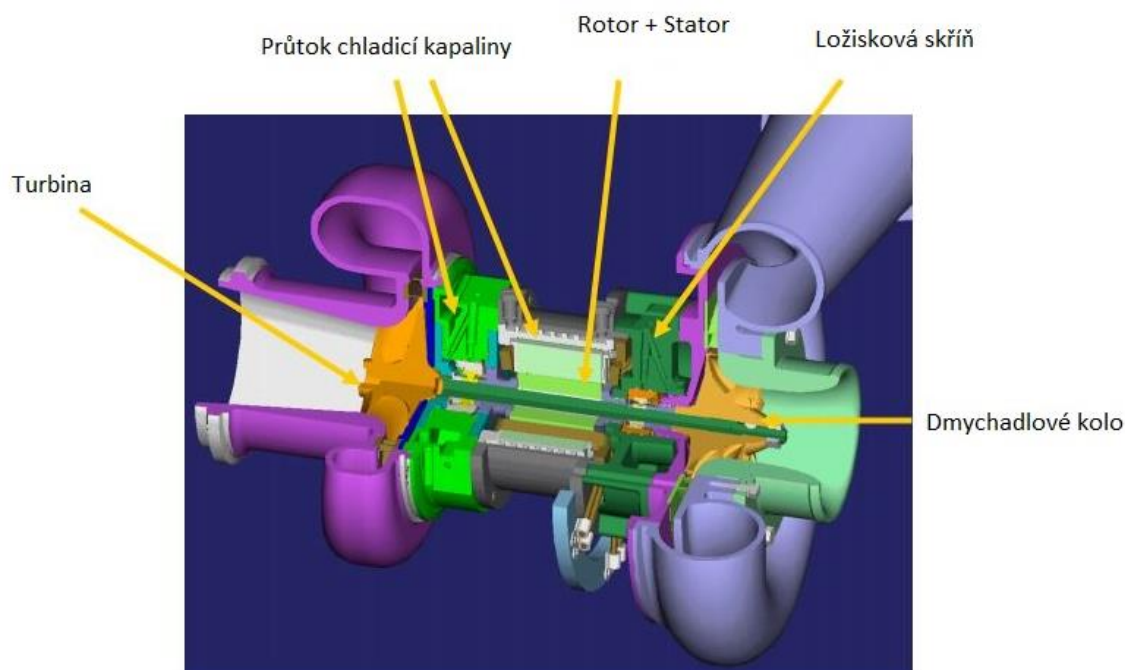


Obr. 11 – Výkonová turbína elektrického turbocompoundu (systém John Deere)[12]



### 3.3.3 Elektrický turbocompound s jednou turbinou

Jedná se o speciálně upravené turbodmychadlo, které kromě přeplňování navíc produkuje elektrický výkon. Značných změn doznala hřídel spojující turbinu a dmychadlo, která nyní navíc funguje jako rotor elektrického generátoru a je uložena v kuličkových ložiskách. Stator generátoru je umístěn kolem rotoru mezi dvěma ložiskovými skříněmi. Kolem statoru a ložiskových skříní jsou umístěny chladicí kanály, ve kterých proudí chladicí kapalina. Při dostatečném průtoku výfukových plynů se pak turbina spojená s rotorem a kompresorovým kolem roztáčí, a tím zajišťuje přeplňování motoru, při dostatku entalpie navíc umožňuje indukci proudu ve statoru generátoru. Při nízkém průtoku spalin se může generátor přepnout do motorického režimu. To umožní roztáčet rotor a tím i kompresorové kolo a je tak zajištěno přeplňování motoru v nízkých otáčkách motoru a je snížena odezva turbodmychadla (turbo lag). Stejně jako elektrický turbocompound se dvěma turbinami i tato varianta může elektrickou energii ukládat do baterií nebo ihned využít v elektrických zařízeních automobilu. Navíc je tento systém prostorově nenáročný a oproti ostatním variantám velmi lehký. Na vývoji tohoto konstrukčního řešení pracuje zejména společnost Caterpillar.[9]



Obr. 12 – Elektrický turbocompound s jednou turbinou (systém Caterpillar)[13]

## **4 CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

Hlavním cílem této diplomové práce je vytvoření simulačního modelu zážehového motoru se zařazenou výkonovou turbínou ve výfukovém potrubí v simulačním programu GT-Power a zjištění potenciálu celého pohonného soustrojí.

Dílčími úkoly diplomové práce jsou:

C1 - potenciál snížení měrné spotřeby paliva ve vybraných provozních bodech se zařazenou výkonovou turbínou oproti pohonné jednotce bez výkonové turbíny

C2 – implementace modelu klepání do simulačního modelu motoru. Porovnání intenzity klepání na motoru s výkonovou a bez výkonové turbíny.

C3 - ovlivnění spalovacího procesu zážehového motoru při zařazené výkonové turbíně. Průběh uvolňování tepla z paliva při zařazené výkonové turbíně

## 5 MATEMATICKÝ SIMULAČNÍ MODEL

V následujících kapitolách bude podrobně popsán postup práce, který vedl k výsledkům a závěrům této diplomové práce. Hlavním nástrojem pro získání těchto výsledků byl simulační matematický model vytvořený pomocí softwaru GT-POWER. Díky počítačové simulaci a správně zkalibrovanému modelu lze zjistit důležité parametry motoru, aniž by se musely provádět nákladné motorové zkoušky s řadou náročných konstrukčních úprav na stanovišti motorové brzdy. Princip práce je takový, že reálný motor je proměřen na motorovém testovacím stanovišti a všechna důležitá data jsou sbírána pomocí data akvizice. Následně je v daném komerčním softwaru vytvořen simulační model, který zachycuje všechny důležité konstrukční a funkční prvky, jako například vrtání, zdvih a počet válců, časování, zdvih a počet ventilů a tak dále. Dále je model kalibrován tak, aby po propočtení výsledná data souhlasila s daty naměřenými na reálném motoru. Na takto zkalibrovaném modelu je pak možné dělat různé konstrukční či řídicí změny a úpravy a získat s určitou přesností data, jaká by byla naměřena na stanovišti motorové brzdy, pokud by tyto změny a úpravy byly provedeny na reálném motoru. Až poté, co se pomocí simulací dojde k žádanému stavu, je úprava na motoru provedena v reálném prostředí a celý motor přezkoušen. Kvalitu simulačního modelu je možné posuzovat podle toho, jak data ze simulace souhlasí s daty naměřenými na reálném upraveném motoru. I přes náklady na výpočetní techniku, software a výpočetní čas, který se u složitých simulačních modelů může pohybovat i v řádu týdnů, je tento způsob vývoje levnější než úpravy motorů a následné motorové zkoušky. Vývoj pomocí simulačního softwaru je dnes považován za standard a je používán téměř všemi významnými výrobci a vývojáři motorů. Tento způsob vývoje byl použit i v této diplomové práci, kdy byla proměřena data na reálném motoru, následně byl sestaven a zkalibrován simulační matematický model v softwaru GT-POWER, na kterém byly dále provedeny změny a na základě výsledků z tohoto upraveného modelu byly vyvozeny závěry této práce. [14]

### 5.1 Modelování a výpočet v prostředí GT-POWER

Při práci v programu GT-POWER společnosti Gamma Technologies LLC skládá uživatel pomocí předem připravených objektů celou pohonnou jednotku. V knihovně předpřipravených objektů je možné nalézt veškeré komponenty nacházející se v motoru, počínaje klikovým hřídelem, válci, ventily ale také komponenty vhodné k řízení, jako je PID regulátor.

Kromě těchto v motoru obvyklých komponent je možné pracovat i s dalšími objekty, jako je elektromotor/generátor, snímače signálu, matematické funkce, které tento signál mohou dále používat a upravovat, logické funkce a mnoho dalších, které uživateli umožní věrohodně simulovat motor tak, aby jej bylo možné zkalibrovat dle reálných výsledků a dále ladit. Pokud v knihovně není nalezen vhodný objekt, který by vyhovoval požadavkům, je možné si ho naprogramovat v programovacím jazyce Fortran. Jednotlivé objekty jsou z knihovny přetahovány na pracovní plochu, kde jsou jim přiřazeny náležité parametry. Parametry do modelu jsou zadávány z naměřených dat z reálných testů, pokud však nejsou všechna data k dispozici, je nutné tato data odhadnout tak, aby výsledky modelu co nejvíce odpovídaly výsledkům z měření. Objekty na pracovní ploše jsou propojovány pomocí orientovaných šipek, jejichž orientace udává směr kterým tok proudu či signálu směřuje.

V programu GT-POWER jsou dva základní druhy objektů, pro které se řeší jiný set rovnic. Prvním druhem jsou tzv. 1-D objekty. 1-D objekty zachycují proudění media; tento model proudění zahrnuje řešení Navier-Stokesových rovnic, to znamená řešit rovnice zákona zachování hmotnosti (5.1), energie (5.2) a hybnosti (5.3), z nichž Navier-Stokesovy rovnice vycházejí. [14]

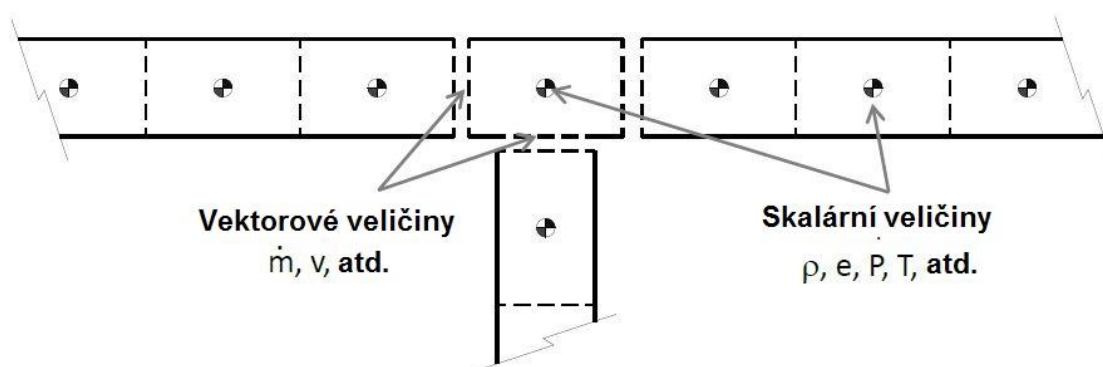
$$(5.1) \quad \frac{dm}{dt} = \sum_{\text{hranice}} \dot{m}$$

$$(5.2) \quad \frac{d(me)}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \sum_{\text{hranice}} (\dot{m}H) - hA_s (T_{\text{tekutiny}} - T_{\text{stěny}})$$

$$(5.3) \quad \frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum_{\text{hranice}} (\dot{m}u) - 4C_f \frac{\rho u |u|}{2} \frac{dxA}{D} - C_p \left( \frac{1}{2} \rho u |u| \right) A}{dx}$$

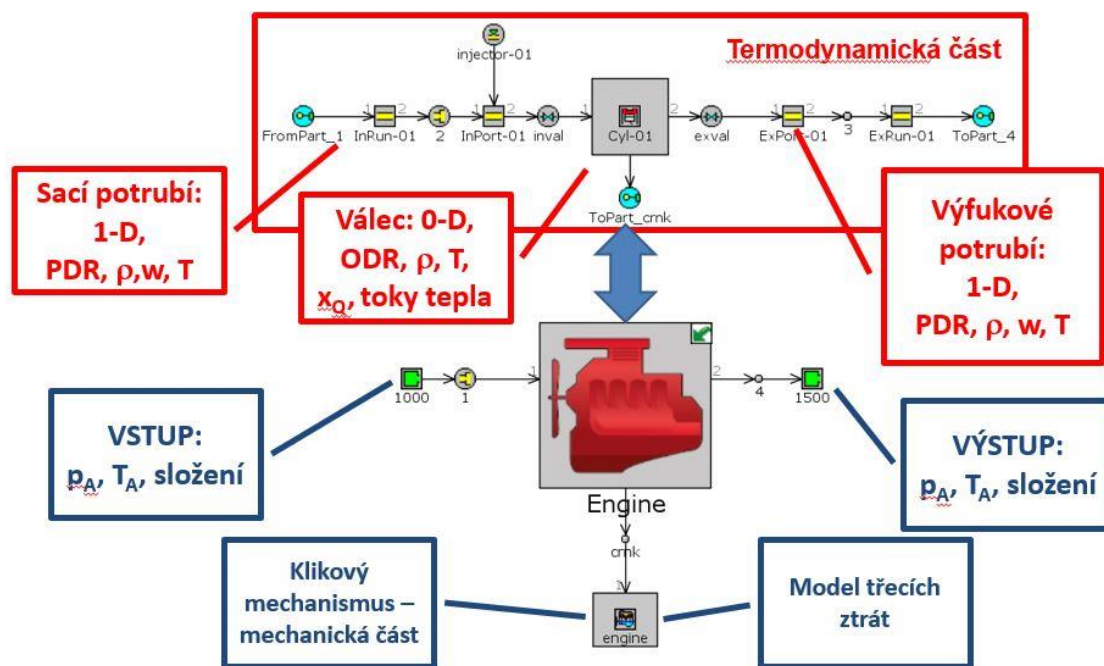
Tyto rovnice zachování jsou řešeny pouze podél jedné souřadnice (proto 1-D objekty), což znamená, že ve směrech kolmých na směr proudění jsou všechny veličiny uvažovány jako konstantní. Uživatel má možnost zvolit jednu ze dvou možností časové integrace, které se

liší velikostí časového kroku a ovlivňují řešené proměnné. Explicitní metoda má jako primární řešení hmotnostní tok, hustotu a vnitřní energii na rozdíl od implicitní metody, která jako primární řešení udává hmotnostní tok, tlak a celkovou entalpii proudícího media. Více podrobností o rozdílech lze nalézt v uživatelském manuálu GT-POWER [14]. Veškeré 1-D objekty v použité v modelu jsou diskretizovány do konečných objemů, které jsou s ostatními spojeny svými hranicemi. Skalární veličiny (tlak, teplota, hustota, vnitřní energie, entalpie, koncentrace atd.) jsou uvažovány jako konstantní v celém objemu. Vektorové proměnné (hmotnostní tok, rychost atd.) jsou počítány pro hranice jednotlivých objemů. Tento typ diskretizace je označován anglickým termínem „staggered grid“. Příklad diskretizace a schéma jednotlivých objemů a veličin je zobrazen na **Obr. 13.** [14]



**Obr. 13 – diskretizace objemu 1-D objektů [14]**

Druhým typem objektů jsou 0-D objekty. U 0-D součástí vůbec není řešeno proudění uvnitř tohoto komponentu. To se vynechává z toho důvodu, že pro správné namodelování proudění a turbulence by byl nutný 3-D přístup, který je výpočetně a tudíž časově mnohem náročnější než ostatní výpočty modelu. Z toho důvodu se uvnitř 0-D objektů nepočítá žádné proudění, a proto není potřeba řešit rovnici zákona zachování hybnosti (5.3) ani v jednom směru. Pro řešení 0-D komponent tedy stačí řešit rovnici zákona zachování hmotnosti (5.1) a zákona zachování energie (5.2). Mezi tyto komponenty patří například válec, turbína nebo kompresor.



Obr. 14 – Schéma pracovní plochy v prostředí GT-POWER[15]

## 5.2 Zkoumaný zážehový motor

Využitím postupu popsáným v kapitole 5 a 5.1 byl sestaven model motoru, který je objektem zkoumání této diplomové práce. Jedná se o zážehový benzinový přeplňovaný čtyřválec o objemu 1,4 litru. Další parametry motoru jsou uvedeny v **Tab. 2**.

Počet válců	4
Celkový zdvihový objem	1,4 l
Vrtání válců	74,5 mm
Zdvih	80 mm
Kompresní poměr	10,5:1

Tab. 2 – Parametry modelovaného motoru

Vývin tepla je pro jednotlivé otáčky motoru a různá zatížení zadán explicitně, pomocí tabulky závislosti rychlosti vývinu tepla na úhlu natočení klikového hřídele. Každý válec je vybaven dvěma sacími a dvěma výfukovými ventily. Motor je vybaven systémem časování ventilů pomocí natáčení sacího a výfukového vačkového hřídele. Palivo je vstřikováváno

přímo do válce. Motor byl vybaven kvantitativní regulací dávky paliva a požadovaný směšovací poměr byl zadán tabulkou v závislosti na otáčkách a zatížení motoru. Ve výfukovém potrubí je umístěna turbina turbodmychadla, se kterou je přes hřídel spojen kompresor, který zajišťuje přeplňování motoru. V sání je umístěn mezichladič stlačeného vzduchu, u kterého je řízena teplota stěny tak, aby za ním byla dosažena požadovaná teplota nasávaného vzduchu. V modelu byl implementován základní model klepání založený na vyčerpání průtahu vznětu paliva, jak byl formulován Livengoodem a Wuem(5.4). Průtah vznětu byl vypočítáván podle upraveného vztahu Doudada a Eyzata, kde konstanty M1 a M2 slouží ke korekci konstanty aktivační energie a korekci konstanty určující pravděpodobnost srážení molekul a je následně použit pro detekci klepání v (5.5), předstih zážehu je prvotně zadán explicitně pomocí tabulky a je závislý na otáčkách motoru a zatížení motoru, následně je korigován modelem klepání. Mechanické ztráty jsou simulovány pomocí kalibrovaného modelu Chen-Flynn popsaného rovnicí (5.6).

$$(5.4) \quad I(t) = \int_0^t \frac{1}{\tau} dt$$

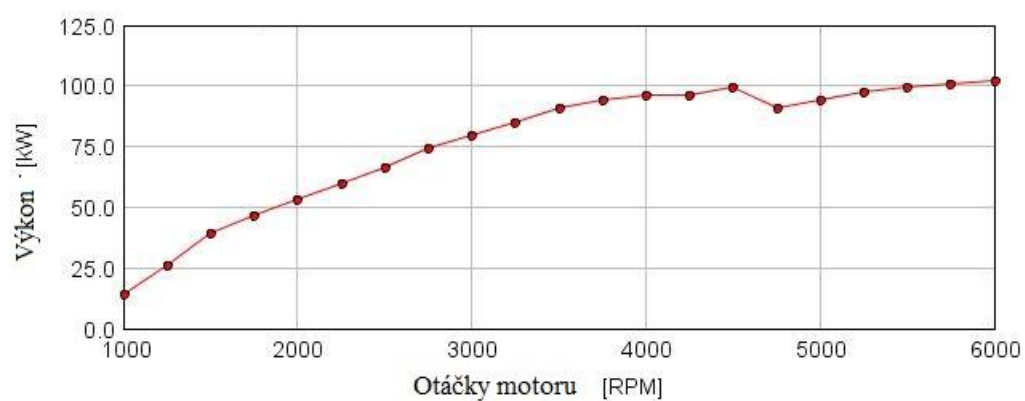
$$(5.5) \quad I(\varphi) = \frac{1}{6(RPM)} \int_{IVC}^{\varphi} \frac{1}{M_1 \cdot 5,7 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{ON}{100}\right)^{3,402} \cdot p^{-1,7} \cdot \exp\left(\frac{3800}{M_2 \cdot T_{ub}}\right)} d\varphi$$

$$(5.6) \quad FMEP = FMEP_{konst} + A \cdot p_{max} + B \cdot c_s + C \cdot c_s^2$$

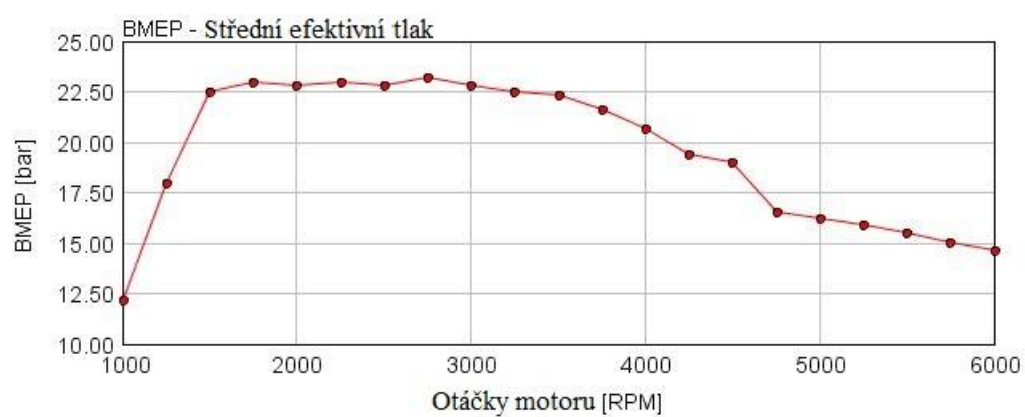
Přestup tepla do stěn válce je modelován pomocí přednastavené volby WoschniGT, která vychází z Woschniho popisu přestupu tepla do stěn. Rovnice Woschniho řešení je v (5.7) [2].

$$(5.7) \quad h_c = CB^{m-1} p^m w^m T^{0.75-1.62m}$$

Původní zkalibrovaný model motoru byl převzat od vedoucího této diplomové práce Ing. Ondřeje Bolehovského a následně na něm byly provedené modifikace a byl zkoumán jejich vliv na výkon a hospodárnost provozu celé pohonné jednotky. Vnější charakteristika původního motoru je na **Obr. 15.** a **Obr 16.**



Obr. 15 – vnější výkonová charakteristika motoru



Obr. 16 – Vnější BMEP charakteristika



## 6 ŘEŠENÍ

Na původním převzatém modelu motoru byly provedeny určité změny, které jsou dále specifikovány v jednotlivých modelových variantách. Všechny modelové varianty jsou optimalizovány pro operační body uvedené v **Tab. 3**

operační bod	1	2	3
otáčky motoru [RPM]	1500	2000	4000
BMEP [bar]	7	23	21

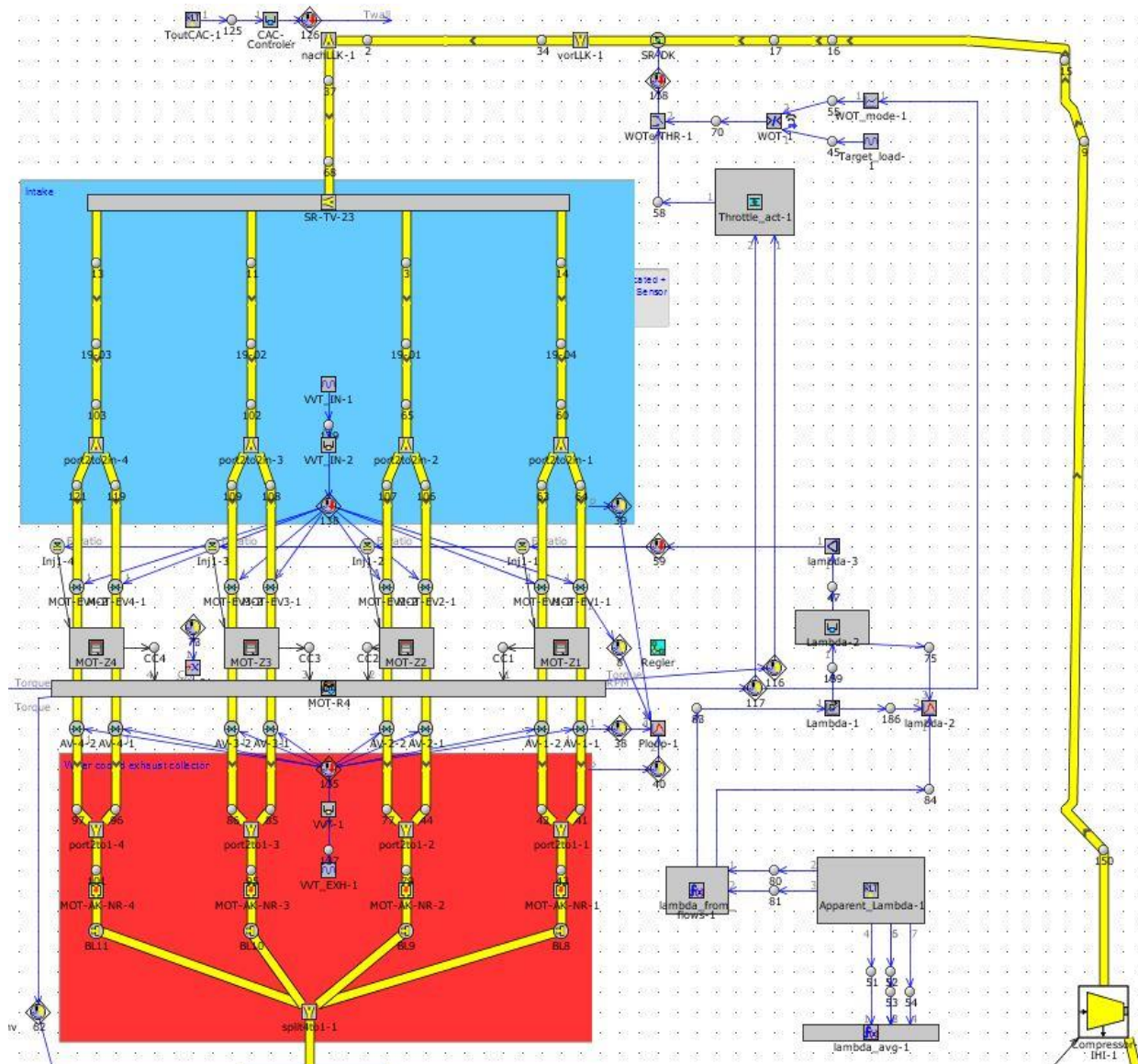
**Tab. 3** – vyšetřované operační body

Operační body 2 a 3 jsou voleny v otáčkách, mezi kterými se zážehové motory nejčastěji pohybují v běžném provozu. Zatížení v těchto bodech je vysoké (body vnější charakteristiky), protože právě v těchto podmínkách je očekáván největší přínos výkonové turbíny. V podobných režimech se může pohybovat např. motor s „downsizingem“ v dálničním provozu. Operační bod 1 je volen v nízkých otáčkách a při částečném zatížení, aby byl prošetřen případný negativní vliv výkonové turbíny v režimech, kdy tok entalpie výfukovým potrubím je mnohem menší než v operačních bodech 2 a 3, navíc je velmi pravděpodobné, že motor bude škrcen v sání škrticí klapkou. Ta je v bodech 2 a 3 plně otevřena. Ve všech operačních bodech byla provedena optimalizace, a výsledné parametry motoru byly porovnány. Optimalizovanými parametry bylo časování a doba otevření sacích i výfukových ventilů a předstih zážehu. U modelů se zařazenou výkonovou turbínou byla navíc optimalizována velikost turbíny turbodmychadla a výkonové turbíny. Při optimalizaci bylo využito možnosti „Design of Experiment“ (dále jen jako DOE). Při volbě DOE jsou specifikovány proměnné parametry, jejich rozsah, a interval, s jakým je rozsah parametru rozdělen. GT-POWER pak propočte všechny možné kombinace parametrů a z vypočtených hodnot je pak možné určit optimální nastavení parametrů. Všechny varianty byly optimalizovány na minimální měrnou spotřebu („Brake Specific Fuel Consumption“, dále jen BSFC). Při použití DOE je zaručeno, že zjištěné minimum měrné spotřeby je globálním a ne pouze lokálním extrémem. Při optimalizacích nebyly záměrně brány v potaz omezení spalovacími tlaky (vysoké spalovací tlaky kvůli absenci modelu klepání) a teplotami výfukových plynů. U reálných motorů hrozí při extrémně vysokých tlacích poškození stěn spalovacího prostoru a při vysokých teplotách hrozí nebezpečí poškození turbíny turbodmychadla nebo výkonové turbíny. Zanedbání těchto omezení umožňuje nastavení směšovacího poměru na hodnotu 1 v celém rozsahu otáček i zatížení. Část modelu motoru, která je pro všechny varianty totožná, je zobrazena na

**Obr. 17.** Modře je podbarvena část sacího potrubí, červeně jsou podbarveny svody spalin a vstup výfukových plynů do turbíny. Kompresor turbodmychadla je součástí se jménem Compressor IHI-1 umístěná vpravo dole na **Obr. 17** a mezichladič stlačeného vzduchu je komponenta umístěná mezi vorLLk a nachLLk objekty. Objekty se jmény MOT-Z1 až MOT-Z4 jsou 0-D modelu válců, ve kterých probíhá termodynamické modelování, objekt MOT-R4 pak představuje mechanický model klikového mechanismu.

## 7 SIMULACE V MODELECH BEZ KLEPÁNÍ

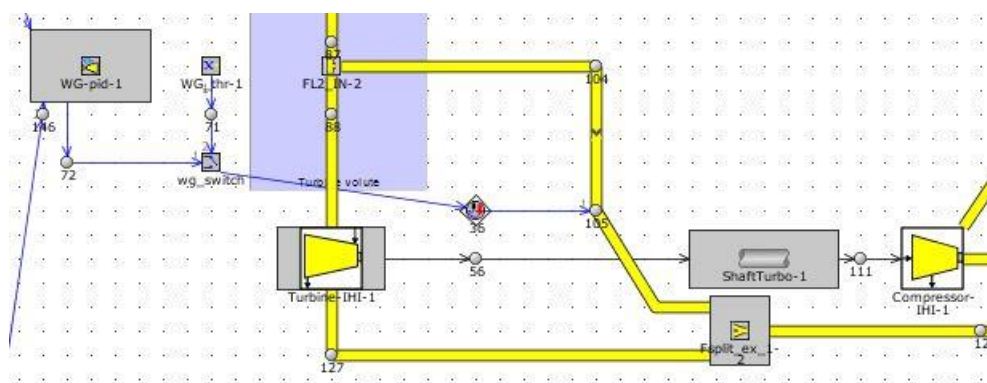
S použitím původního modelu byly sestaveny varianty motoru bez výkonové turbíny, s výkonovou turbínou ve druhém stupni a s výkonovou turbínou v prvním stupni. Ve všech modelech v této kapitole není uvažováno klepání, které je jedním z hlavních limitujících faktorů zážehových motorů. Klepání je do modelů přidáno v další části práce, aby bylo možné porovnat výsledky a určit, jak moc je klepání limitujícím faktorem měrné spotřeby.



Obr. 17 – část modelu motoru shodná pro všechny varianty bez klepání

## 7.1 Motor bez výkonové turbíny bez modelu klepání

Z původního modelu motoru byl odstraněn model klepání a byla provedena optimalizace časování a doby otevření ventilů a předstihu zážehu. Po propočtení několika DOE a zpřesnění prošetřovaných hodnot bylo v této konfiguraci dosaženo minimální měrné spotřeby. Doba otevření a zároveň zdvih ventilů byly optimalizovány pomocí koeficientu doby otevření a koeficientu zdvihu ventilu. Oba koeficienty byly vzájemně svázány z toho důvodu, aby se zabránilo vysokým zrychlením součástí ventilového rozvodu. Těmito koeficienty byla přenásobena zdvihová křivka ventilu původního modelu motoru, která měla maximální zdvih 10,7mm a úhel rozevření (šířka vačky) 190° otočení vačky. Časování ventilů bylo upravováno změnou okamžiku jejich otevření (hodnota úhlu v 1mm zdvihu). Řešení umístění turbíny turbodmychadla, řízení obtokového ventilu spalin a spojení turbíny s kompresorem je na **Obr. 18**. Pomocí regulátoru WG-pid je řízen průměr clonky, čímž je simulován proměnlivý průtok výfukových plynů obtokovým ventilem (angl. wastegate) tak, aby bylo dosaženo cílového výkonu, nebo aby nedocházelo k přetáčení turbodmychadla nad maximální povolené otáčky. Maximální průměr wastegate byl podle reálného motoru volen 24mm. Spaliny, které projdou turbínou i obtokovým ventilem se opět stékají v komponentě F-split-ex\_2 a pokračují výfukovým potrubím přes katalyzátor do okolního prostředí. Kompresor je k turbíně připojen přes objekt ShaftTurbo, což je díl, který simuluje pevné spojení hřídelí. Mezi jeho hlavní parametry patří moment setrvačnosti.



Obr. 18 – Schéma modelování turbodmychadla a jeho řízení

Vzhledem k tomu, že klepání a spalovací tlaky nebyly nijak limitovány, optimální předstih zážehu byl pro všechny operační prošetřované body více než 10° před horní úvratí. Celkový

souhrn výsledků pro všechny operační body v konfiguraci bez výkonové turbíny a bez klepání je v **Tab. 4**

	1500/7bar	2000/23bar	4000/21bar
sací ventil zavírá [° od DÚ]	-74	-24	-24
doba otevření sacího ventilu [°vačky]	126	169	169
výfukový ventil otevírá [° od DÚ]	-22	-24	-28
doba otevření výfukového ventilu [°vačky]	169	169	190
předstih zážehu [°]	-13	-11	-16
měrná spotřeba [g/kWh]	254	228	229

**Tab. 4 – výsledky optimalizace modelu bez výkonové turbíny a bez modelu klepání**

Z výsledků v **Tab.4**, je vidět že optimum pro minimální spotřebu u všech tří vyšetřovaných bodů vyžaduje nastavení časování tak, aby bylo možné realizovat Millerův cyklus. Při Millerově cyklu předčasně zavírá sací ventil a tím je zkrácen kompresní zdvih. V daném provozním bodě vychází v optimálním případě lépe využít vyšší plnicí tlak a dříve zavřít sací ventil (zhoršená plnicí účinnost se kompenzuje vyšším plnicím tlakem). Po kompresi a zážehu paliva následuje klasický expanzní pracovní zdvih, to znamená, že při realizaci Millerova cyklu má motor delší expanzní zdvih než kompresní zdvih. Tato strategie se uplatňuje také při snaze snížit spotřebu u částečných zatížení. Silná millerizace je vidět v pracovním bodě při 1500 RPM a nízkém zatížení (BMEP=7bar). Podíl recirkulovaných spalín byl 9%, což je nejvíce ze všech prošetřovaných provozních režimů.

## 7.2 Vliv podmínek ve válci na průběh hoření

V kapitole 5.3 již bylo řečeno, že vývin tepla je v modelu zadán tabulkou závislosti rychlosti vývinu tepla na otáčkách a zatížení motoru. V dalších konstrukčních variantách uvedených v této diplomové práci je ve výfukovém potrubí umístěna další turbína. To má za následek zvýšený protitlak ve výfukovém potrubí a rozdílné podmínky a průběh při výměně náplně válce. Tyto změněné podmínky mají za následek i jiný stav, který ve válci nastává po dokončení nízkotlaké části oběhu a tím ovlivňuje i následný průběh hoření ve válci. Protože experimentální data, popisující vývin tepla, jsou naměřená pro jiné podmínky a neberou v potaz stav, který ve válci nastává při zařazené druhé turbíně, je třeba pro přesnější simulace provést korekci vývinu tepla. Korekce je provedena pomocí metody faktorů vlivu, která je

předmětem zkoumání v disertační práci Ing. Marcela Škarohlída, PhD. [16]. Ačkoliv v [16] bylo zkoumané plynné palivo, po konzultaci s autorem práce byla tato metoda aplikována i na kapalné palivo použité v této diplomové práci. Při aplikaci této metody byly uvažovány faktory vlivu tlaku, teploty a procenta recirkulovaných spalín a směšovacího poměru ve válci.

- $\lambda$  - součinitel přebytku vzduchu
- $p_{CYL60}$  - tlak náplně válce při úhlu natočení klikového hřídele  $60^\circ$  před HÚ
- $T_{CYL60}$  - teplota náplně válce při úhlu natočení klikového hřídele  $60^\circ$  před HÚ
- $\chi$  - podíl zbytkových plynů
- $\alpha_{1Z}$  - úhel předstihu zážehu

Pomocí metody faktorů vlivu je vypočten posun význačných bodů uvolňování tepla. Posun je zkoumán v bodech, kdy je uvolněno 5%, 50% a 90% tepla z paliva. Pomocí rovnice (6.1) [16] a dosazením koeficientů faktorů vlivu z [16], jsou vypočteny faktory vlivu součinitele přebytku vzduchu, teploty a tlaku  $60^\circ$  před HÚ a podílu zbytkových plynů.

$$(6.1) \quad f_{i,x} = k_{i,2,x} \left( \frac{x}{x_{ref}} \right)^2 + k_{i,1,x} \left( \frac{x}{x_{ref}} \right) + k_{i,0,x}$$

Za  $x$ , respektive  $x_{ref}$  jsou dosazovány hodnoty veličiny, jejíž faktor vlivu je zkoumán, indexem  $i$  je specifikováno zda se jedná o faktor vlivu v 5%, 50% nebo 90% uvolněného tepla z paliva. Všechny veličiny s indexem  $ref$  jsou veličiny referenční a jedná se o hodnoty veličin, které byly v původním modelu motoru a pro které bylo prováděno měření. Faktor vlivu předstihu zážehu je počítán podle rovnice (6.2) [16] kde

$$(6.2) \quad f_{i,\alpha_{1Z}} = k_{i,2,\alpha_{1Z}} \left( \frac{60 + \alpha_{1Z}}{60 + \alpha_{1Zref}} \right)^2 + k_{i,1,\alpha_{1Z}} \left( \frac{60 + \alpha_{1Z}}{60 + \alpha_{1Zref}} \right) + k_{i,0,\alpha_{1Z}}$$

Hodnoty úhlů předstihu zážehu  $\alpha_{1Z}$  a  $\alpha_{1Zref}$  jsou do vztahu (6.2) dosazeny jako úhlová vzdálenost mezi úhlem předstihu zážehu a úhlem natočení klikového hřídele  $\alpha = -60^\circ$ . Z těchto rovnic tedy byly vypočteny faktory vlivu rychlosti vývinu tepla. Přepočítávací koeficient

$F_i$  význačného bodu  $i$  průběhu vývinu tepla hořením je určen součinovou funkcí jednotlivých faktorů vlivu  $f_{i,x}$  provozního parametru  $x$  dle vztahu (6.3) [16]

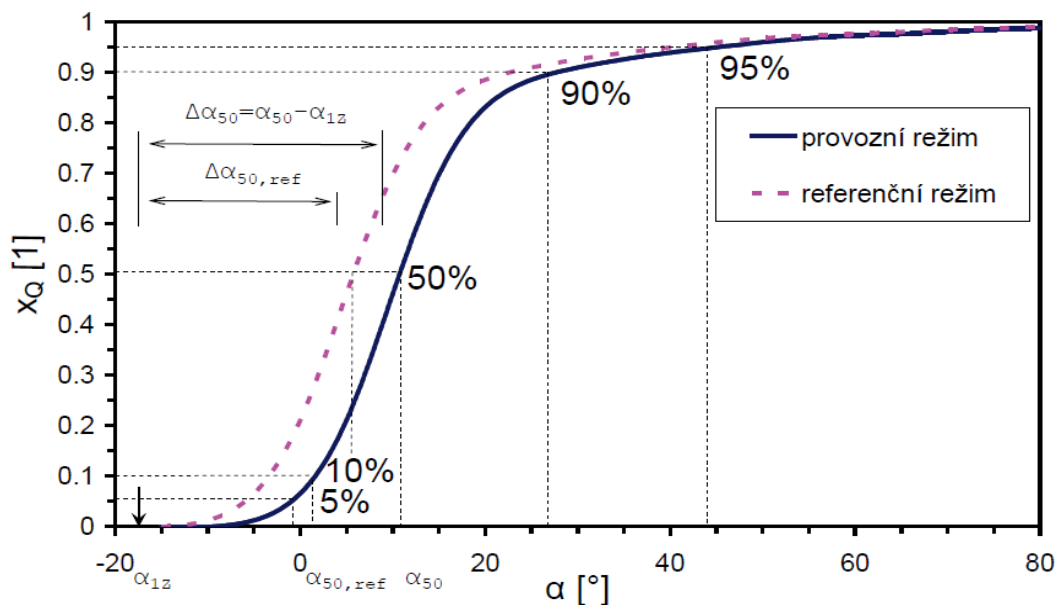
$$(6.3) \quad F_i = \prod_x f_{i,x}$$

Tímto přepočítavacím koeficientem  $F_i$  je pak přenásoben referenční úhlový rozdíl mezi úhlem zážehu a úhlem významného bodu hoření (5%, 50%, 90%). Definice úhlového rozdílu je uvedena v (6.4) [16], přepočet z referenčního na upravený úhlový rozdíl je v rovnici (6.5) [16]

$$(6.4) \quad \Delta\alpha_{i,ref} = \alpha_i - \alpha_{1z}$$

$$(6.5) \quad \Delta\alpha_i = \Delta\alpha_{i,ref} \cdot F_i$$

Příklad posunutí referenční křivky vývinu tepla do nové polohy, zachycující rozdílné podmínky ve válci před spalováním je na **Obr. 19**.



**Obr. 19 – Příklad posunutí význačných bodů v křivce vývinu tepla [16]**

V této diplomové práci byl tento postup použit, pro zpřesnění vývinu tepla po zařazení výkonové turbíny do výfukového potrubí. Simulace se zařazenou výkonovou turbínou byly propočteny a z následných výsledkových souborů byly odečteny potřebné hodnoty tlaků,



teplot a podílu zbytkových spalín ve válci. Tato data byla později použita v MATLAB skriptu, napsaném na základě informací a doporučení z disertační práce [16]. Výsledné posunutí význačných bodů v průběhu vývinu tepla se zařazenou výkonovou turbinou ve druhém stupni je v **Tab. 5**. Velmi podobné hodnoty vyšli i pro výkonovou turbínu zařazenou v prvním stupni a výsledky jsou v **Tab 6**.

	1500 RPM	2000 RPM	4000 RPM
F5	1.014	0.94	0.9343
F50	0.8655	0.9962	0.9881
F90	0.9181	1.0592	1.0605

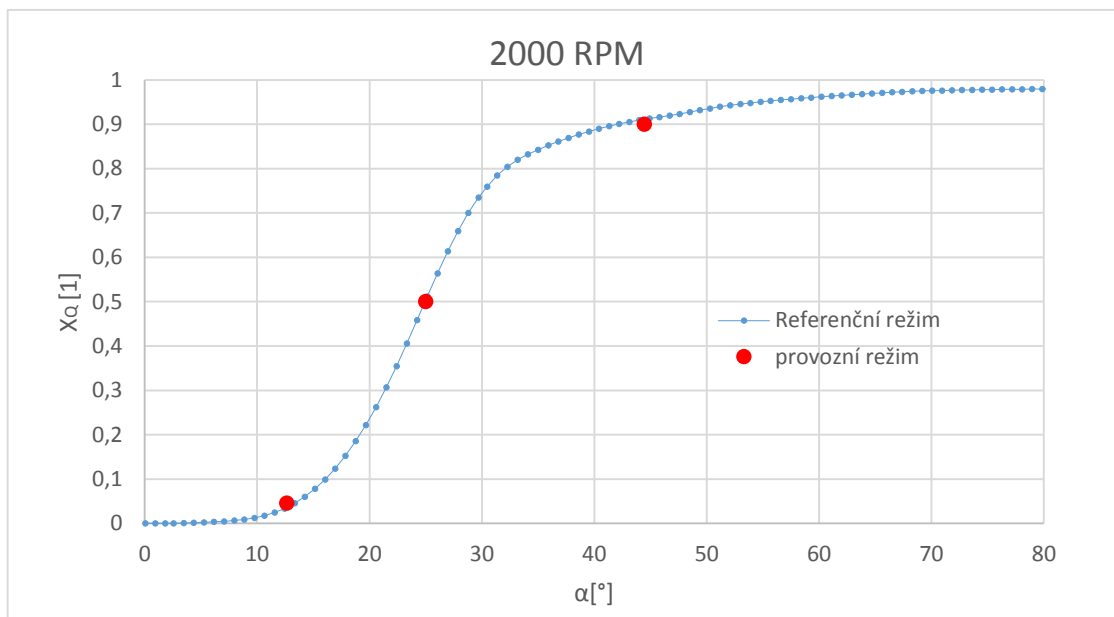
**Tab. 5 – přepočítávací koeficienty pro model s výkonovou turbinou ve druhém stupni**

	1500 RPM	2000 RPM	4000 RPM
F5	1.018	0.9365	0.9157
F50	0.8832	0.999	0.9725
F90	0.9058	1.073	1.0625

**Tab. 6 – přepočítávací koeficient pro model s výkonovou turbinou v prvním stupni**

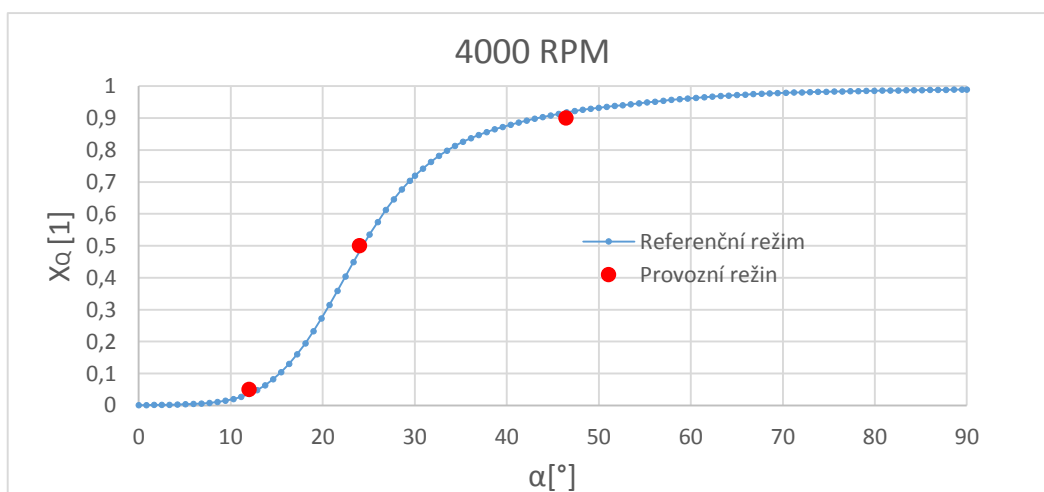
Z hodnot přepočítávacího koeficientu pro variantu s výkonovou turbinou ve druhém stupni (**Tab. 5**) a variantu s výkonovou turbinou v prvním stupni (**Tab. 6**) je vidět, že míra ovlivnění vývinu tepla je v obou případech téměř totožná. Z toho důvodu byla provedena pouze jedna úprava vývinu tepla, která byla aplikována na obě konstrukční varianty. Posun význačných bodů při vývinu tepla byl pro otáčky motoru 2000 RPM a 4000 RPM menší než deset procent. Tento rozdíl byl v této práci zanedbán, protože jak je vidět na **Obr. 20** a **Obr. 21**, body 5%, 50% a 90% se prakticky nikam neposunuly. Z tohoto důvodu nebyla provedena žádná úprava vývinu tepla pro tyto operační body v provozním režimu.





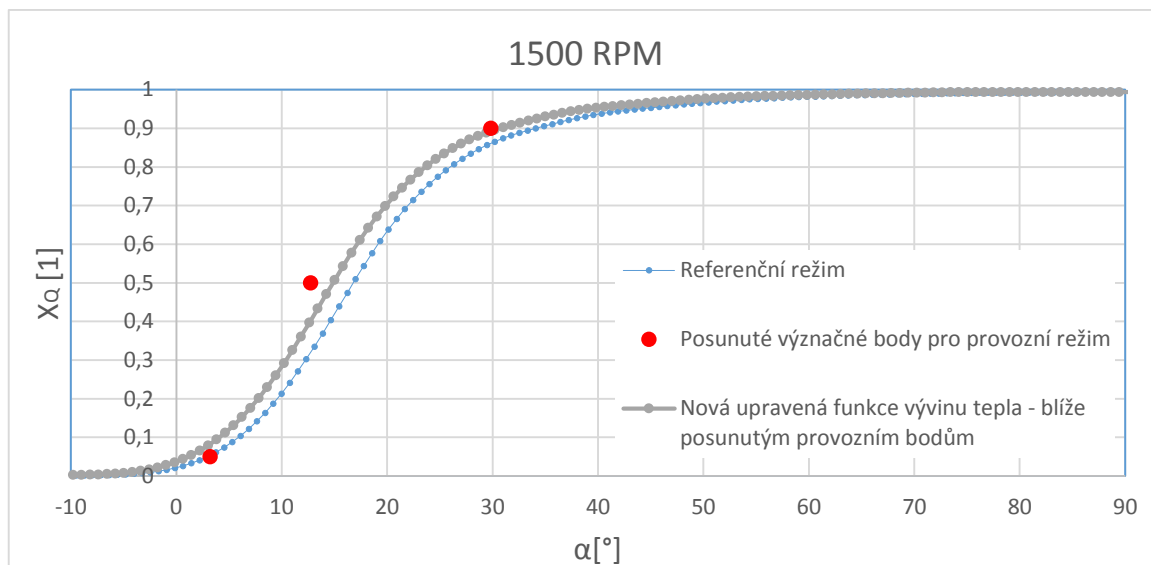
**Obr. 20 – Posun vývinu tepla se zařazenou výkonovou turbinou při 2000 RPM**

Posunutí významných bodů v křivce vývinu tepla je ale větší v částečném zatížení při otáčkách motoru 1500 RPM. Jak je vidět v **Tab 5**, hodnota posunutí bodu kdy, je z paliva uvolněno 50% tepla, je téměř 14%. Tato změna již byla zahrnuta do dat vývinu tepla pro 1500 RPM. Na **Obr. 22** je zobrazen referenční režim a dále posunuté význačné body pro provozní



**Obr. 21 – Posun vývinu tepla se zařazenou výkonovou turbinou při 4000 RPM**

režim s výkonovou turbinou. Následně byl v modelu pomocí koeficientu přenásobena rychlost vývinu tepla tak, aby se nová křivka pro provozní režim co nejvíce blížila těmto posunutým bodům.

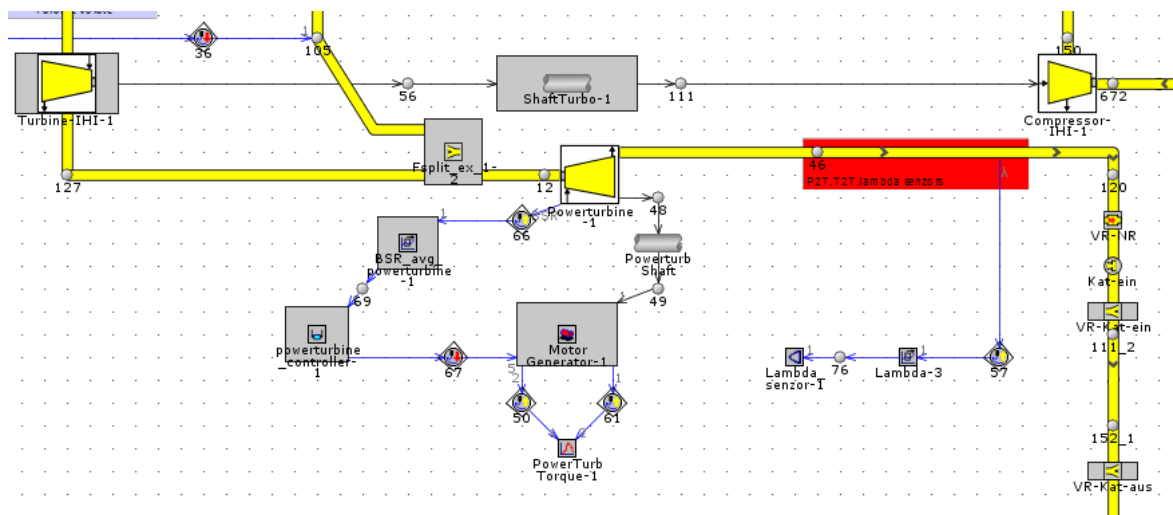


**Obr. 22 – Upravená funkce vývinu tepla pro částečné zatížení při 1500 RPM**

Po prošetření vlivu výkonové turbíny na průběh vývinu tepla z paliva byly provedeny patřičné úpravy. Pro režimy ve 2000 a 4000 RPM nebylo nutné provést žádné změny, zatímco posun význačných bodů pro režim v 1500 RPM byl významnější, a proto byla funkce vývinu tepla upravena pomocí koeficientu tak, aby procházela blíže posunutým bodům v provozním režimu.

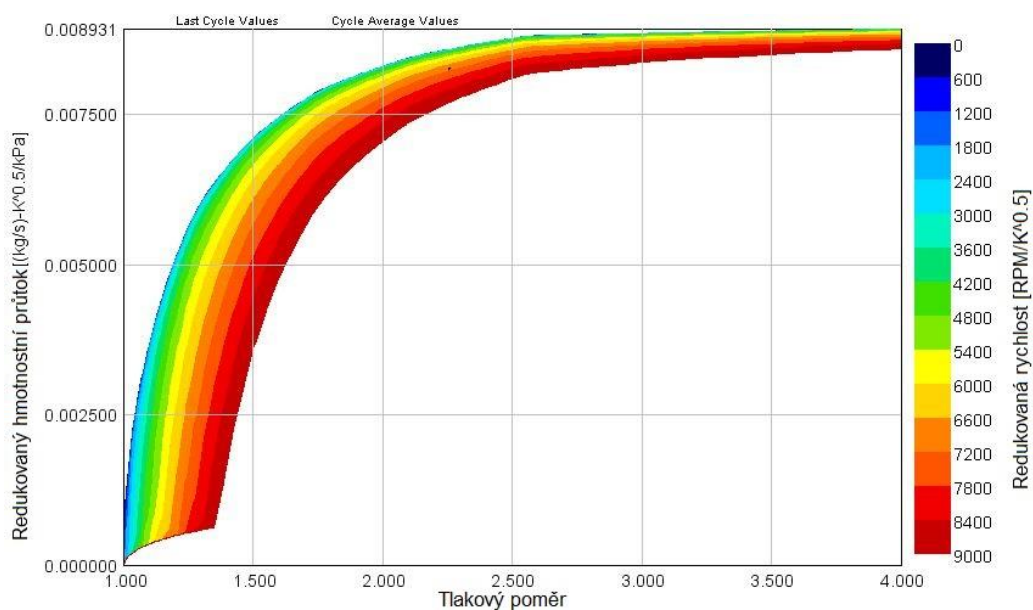
### 7.3 Motor s výkonovou turbínou ve druhém stupni bez modelu klepání

V této variantě je umístěna za soutok spalin z turbíny a obtokového ventilu další, tzv. výkonová turbína (původní mapa stejná jako mapa turbíny turbodmychadla). Tato turbína je přes hřídel pevně spojena s elektrogenerátorem. Řízení elektrogenerátoru je zajištěno pomocí PID regulátoru, který přizpůsobuje brzdný moment tak, aby se střední hodnota poměru obvodové rychlosti špičky lopatky turbíny a rychlosti vstupujícího proudu (BSR) rovnala hodnotě 0,7. Jak plyne z [14] při hodnotě  $BSR=0,7$  je účinnost turbíny nejvyšší. Účinnost konverze z mechanického výkonu na elektrický výkon (výkon na turbíně – elektrický výkon) byla uvažována 90%, stejná účinnost je uvažována i při konverzi z elektrického výkonu na mechanický výkon přivedený na klikový hřídel (elektrický výkon – výkon na klikovém hřídeli). Celková účinnost převodu výkonu z výkonové turbíny na klikový hřídel je tedy 81%. Schéma uspořádání a umístění výkonové turbíny je na **Obr. 23**.



Obr. 23 – Schéma uspořádání turbin při umístění výkonové turbíny do druhého stupně

Aby byly modely různých modelů porovnatelné, byl požadovaný střední efektivní tlak jako stejný pro všechny konstrukční varianty, tedy stejný jako v **Tab.2**. Optimalizačními parametry bylo časování, doba otevření a zdvih sacích a výfukových ventilů, předstih zážehu, a velikost turbíny turbodmychadla i výkonové turbíny. Velikost turbin byla měněna pomocí koeficientu hmotnostního průtoku (Mass Flow Rate Multiplier). Tímto koeficientem jsou poté přenásobeny všechny hodnoty průtoku v původní zadané mapě turbíny. Všechny prošetřované body jsou optimalizovány odděleně, a proto v nich vychází průtočnost turbin i časování ventilů rozdílně. Různá průtočnost lze zajistit pomocí turbíny s proměnlivou geo-



Obr. 24 – Původní rychlostní mapa turbíny

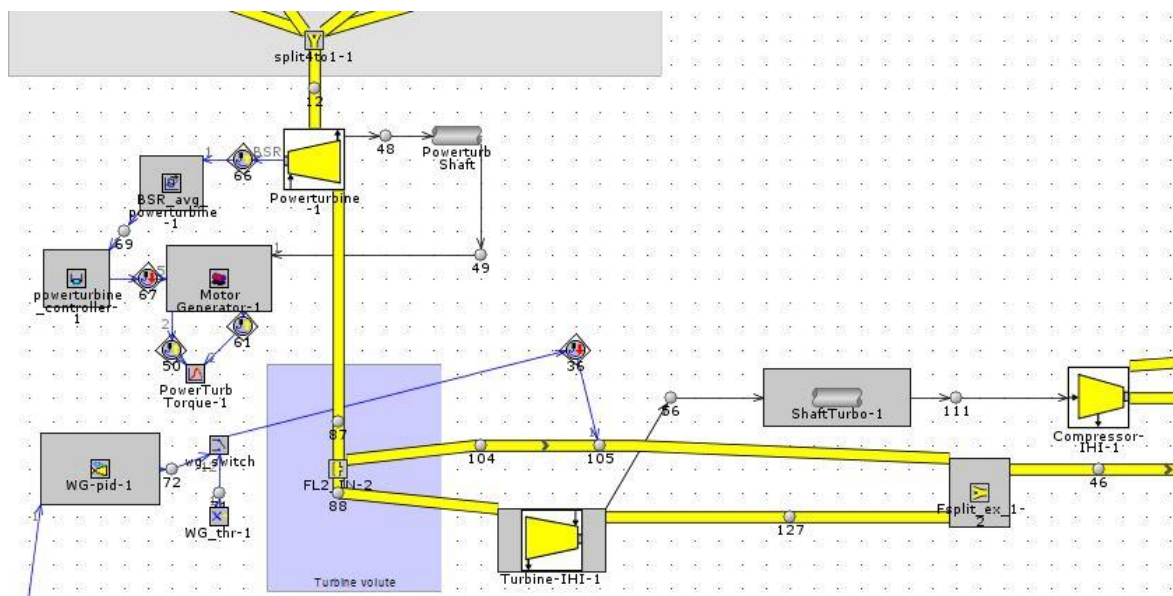
metrií (VGT). Původní rychlostní mapa turbíny, jejíž hodnoty byly později přenásobeny koeficientem, je na **Obr 24.**, účinnostní mapa je na **Obr. 38.** Například velikost turbíny o hodnotě 200% má dvakrát větší průtočnost při stejném tlakovém poměru a stejné redukované rychlosti otáčení než původní turbína turbodmychadla z původního modelu motoru. V důsledku umístění druhé turbíny vzrostl ve výfukovém potrubí protitlak, což mělo za následek zvýšení práce na výměnu náplně a rozdílné podmínky ve válci po jeho uzavření. Zvýšená práce potřebná na výměnu náplně válce je viditelná v **Tab. 7**, kde měrná spotřeba spalovacího motoru bez započtení elektrického výkonu z výkonové turbíny stoupla oproti řešení bez výkonové turbíny z části 6.1. až o 8g/kWh. Podle části 6.2. není nutné upravovat průběh vývinu tepla z paliva, protože provozní režim se nijak výrazně neliší od referenčního režimu. Výsledná hodnoty optimalizovaných parametrů jsou uvedeny v **Tab. 7**. Z **Tab 7** je vidět, že výrazná Millerizace cyklu už je aplikována pouze při částečném zatížení při 1500 RPM. Podíl recirkulovaných spalín byl 19%, což je přibližně dvakrát více než v simulaci bez výkonové turbíny. Předstihy zážehu jsou pro všechny operační body více než 10°před HÚ, což je možné zejména díky absenci modelu klepání a neomezenými spalovacími tlaky. Z výsledků vyplývá, že požadavky na hmotnostní průtok turbínami jsou pro všechny tři operační body velmi rozdílné. Tyto nároky by dokázala splnit turbína s proměnlivou geometrií (tzv. VGT), která je schopná pomocí natáčení rozvodových lopatek upravovat svůj průtok a vyhovět požadavkům daným optimalizací. Měrná spotřeba při započtení elektrického výkonu z výkonové turbíny klesla oproti řešení bez výkonové turbíny z části 6.1. o 1g/kWh při 1500 RPM, 3g/kWh při 2000 RPM a o 7g/kWh při 4000 RPM. Z těchto hodnot vyplývá, že potenciální přínos tohoto řešení je hlavně v oblastech vysokého zatížení při vysokých otáčkách.

	1500/7bar	2000/23bar	4000/21bar
sací ventil zavírá [° od DÚ]	-32	3	6
doba otevření sacího ventilu [°vačky]	178	178	190
výfukový ventil otevírá [° od DÚ]	0	-6	-9
doba otevření výfukového ventilu [°vačky]	173	169	190
předstih zážehu [°]	-15	-11	-17
velikost turbíny turbodmychadla [%]	220	80	150
velikost výkonové turbíny [%]	80	170	250
měrná spotřeba s výkonovou turbínou [g/kWh]	253	225	222
měrná spotřeba bez započtení výkonu turbíny [g/kWh]	259	236	235

Tab. 7 – výsledky optimalizace při zařazené výkonové turbíně ve druhém stupni

#### 7.4 Motor s výkonovou turbínou v prvním stupni bez modelu klepání

Při tomto uspořádání je výkonová turbína zařazena ve výfukovém potrubí ihned za výfukové svody a až poté co přes ni spaliny projdou, pokračují na turbínu turbodmychadla. Stejně jako v řešení v části 6.3. byly optimalizačními parametry doba otevření a časování ventilů, velikost předstihu zážehu a velikost obou turbin. Postup optimalizace byl opět prováděn pomocí volby DOE, kdy byly propočteny všechny možné kombinace optimalizovaných parametrů a bylo hledáno řešení s minimální měrnou spotřebou. Účinnost konverze z výkonu na turbíně na výkon na klikovém hřídeli je brán opět 81%. Pro 2000 a 4000 RPM byl použit vývin tepla z původního modelu motoru protože dle **Tab. 5**, byl posun významných bodů menší než 10%, pro operační bod v 1500 RPM byl proveden přepočtení dle postupu pospaného v 6.2. Pro operační režimy byl obtokový ventil spalin řízen pomocí objektu přednastaveného na tuto úlohu. Podle uživatelského manuálu je však tento objekt vhodný pouze pro řízení obtokového ventilu u vysokotlaké turbíny. U režimů pro 2000 a 4000 RPM řízení fungovalo ještě bez problémů a toto schéma je zobrazeno na **Obr. 25**, ale u částečného zatížení při 1500 RPM regulátor velmi kmital a model nekonvergoval. Proto při 1500 RPM byl přednastavený objekt na řízení obtokového ventilu spalin nahrazen klasickým PID regulátorem. Strategie řízení zůstala stejná a model se stabilizoval a konvergoval.



Obr. 25 – Schéma uspořádání s výkonovou turbínou v prvním stupni

Stejně jako v řešení 6.3. je výkonová turbina (objekt Powerturbine - 1) brzděn generátorem se stejnou strategií řízení. Výsledné hodnoty parametrů optimalizace jsou v **Tab. 8**.

	1500/7bar	2000/23bar	4000/21bar
sací ventil zavírá [° od DÚ]	-25	0	12
doba otevření sacího ventilu [°vačky]	178	178	190
výfukový ventil otevírá [° od DÚ]	-20	-11	-8
doba otevření výfukového ventilu [°vačky]	173	169	190
předstih zážehu [°]	-15	-11	-17
velikost turbíny turbodmychadla [%]	240	110	220
velikost výkonové turbíny [%]	60	140	200
měrná spotřeba s výkonovou turbínou [g/kWh]	249	226	221
měrná spotřeba bez započtení výkonu turbíny [g/kWh]	258	233	231

Tab 8 – výsledky optimalizace modelu s výkonovou turbínou v prvním stupni

Při tomto konstrukčním řešení je zjevné zlepšení zejména v nízkém zatížení při 1500 RPM, které je dané tím, že z malé výkonové turbíny jde i při malém množství protékajících spalín větší poměrná část výkonu než u řešení s výkonovou turbínou ve druhém stupni. Při malém zatížení je činnost turbodmychadla velmi omezená a díky jeho nízkým otáčkám se prakticky nezvyšuje plnicí tlak a operační body turbíny i kompresoru se pohybují v oblastech s nízkou

účinností. Z tohoto důvodu je toto řešení výhodnější v nízkých zatíženích, při nichž hmotnostní průtok a entalpie spalin nejsou využívány pro přeplňování ale pro generování elektrického výkonu na výkonové turbině. Na druhou stranu by toto konstrukční řešení mohlo být znevýhodněno při přechodových režimech, kdy by roztočení turbíny turbodmychadla mohlo trvat déle z důvodu spotřebování části entalpie na výkonové turbině a tím pádem snížením entalpického spádu na turbině turbodmychadla. Přechodové režimy ale nebyly předmětem této diplomové práce a proto předchozí popis situace slouží pouze jako odhad. Pro operační body ve 2000 a 4000 RPM jsou měrné spotřeby modelu s výkonovou turbinou v prvním a druhém stupni prakticky totožné. V důsledky zařazení výkonové turbíny je opět viditelné zvýšení měrné spotřeby bez započtení elektrického výkonu z výkonové turbíny z důvodu zvýšené práce potřebné na výměnu náplně válce.

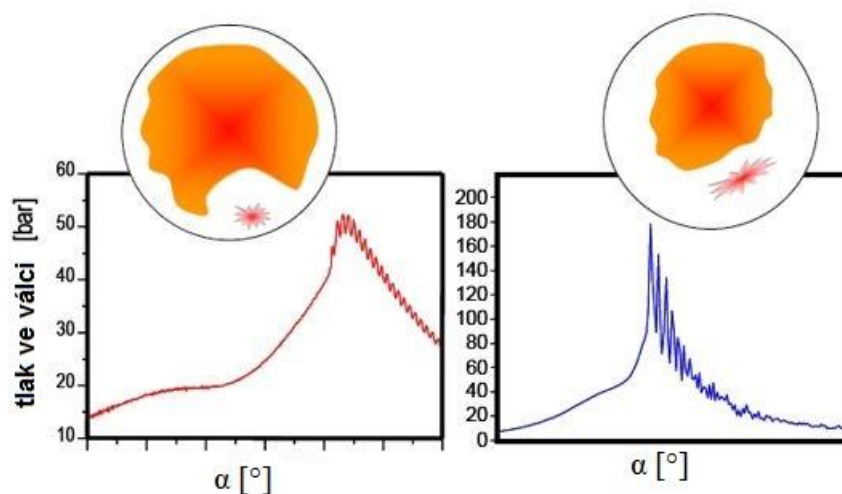
## 8 SIMULACE V MODELECH S KLEPÁNÍM

V této části diplomové práce bude popsána implementace modelu klepání a řízení předstihu podle řešení popsaného v diplomové práci Ing Jakuba Mareše. [17]

### 8.1 Klepání

Hlavním omezujícím faktorem zážehových motorů je tzv. klepání. Při tomto nestandardním průběhu spalování dochází k velmi rychlému a intenzivnímu uvolnění energie z paliva, následkem prudkého vývinu tepla dochází ke zvýšenému tepelnému namáhání částí motoru a hrozí tak nebezpečí poškození motoru. Vznik klepání je podmíněn teplotou, tlakem a promísením směsi ve válci, vlastnostmi paliva a dobou, po kterou je směs ve válci těmito podmínkám vystavena. Jednotlivé faktory lze při návrhu méně či více ovlivňovat a tím výskytu klepání zamezit. Teplotu a tlak ve válci je možné ovlivnit návrhem kompresního poměru, předstihem zážehu, vhodným chlazením motoru či spalovacího prostoru (přímý vstřík), zařazením mezichladiče plnicího vzduchu do sacího traktu a podílem zbytkových spalin ve válci, který záleží na procesu výměny náplně válce. Tvar spalovacího prostoru a pohyb a víření náplně válce má vliv na dokonalost promísení směsi. Velmi důležitým faktorem je kvalita paliva, zejména pak jeho oktanové číslo, které udává jak je palivo náchylné ke vzniku klepání (0-velmi náchylné ke klepání, 100-velmi odolné vůči klepání). Oktanové číslo a chemické složení paliva slouží jako základní návrhový parametr při návrhu nového motoru a je normativně ošetřeno. Prakticky veškeré výše zmíněné faktory ale mohou být proměnlivé; tlak a teplota závisí na podmínkách okolního prostředí, kvalita paliva může také kolísat a stav směsi a proudění ve válci záleží na daném režimu provozu motoru. Proto je vhodné řízeně upravovat jeden z parametrů tak, aby se vzniku klepání předešlo. Klepání se zabraňuje regulací předstihu zážehu, čímž je ovlivněn tlak a teplota směsi v průběhu prohořívání směsi. V motoru je umístěné čidlo klepání. Při zaznamenání klepání je snížen předstih zážehu tak, aby se výskytu klepání zamezilo. Po vymizení klepání se opět předstih zážehu zvyšuje, aby motor pracoval v co nejvyšší účinnosti. Předstih zážehu se v motoru neustále mění tak, aby se motor pohyboval na hranici klepání a tím zajistil vysokou účinnost oběhu a přitom nebyl poškozen destruktivními účinky klepání. [17] Tlakové oscilace při mírném a intenzivním klepání jsou na **Obr. 26**.



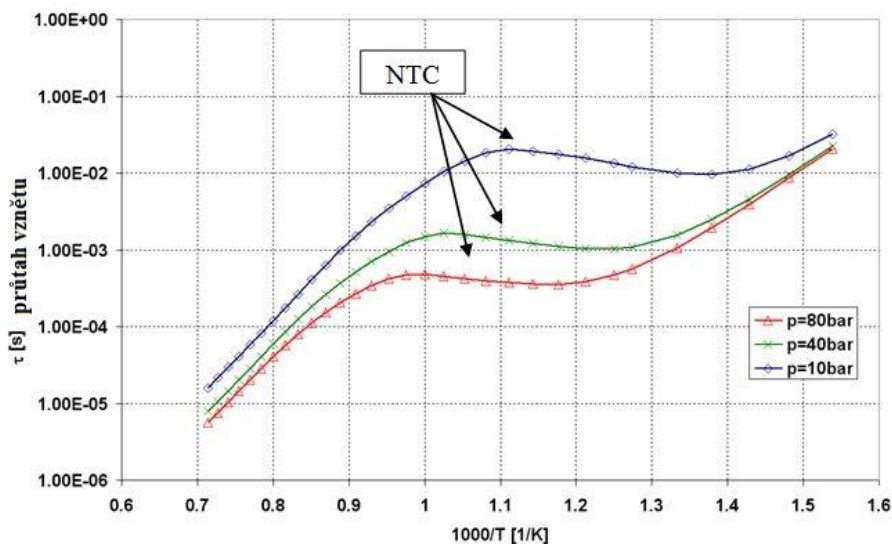


Obr. 26 – Tlakové oscilace ve válci při klepání [18]

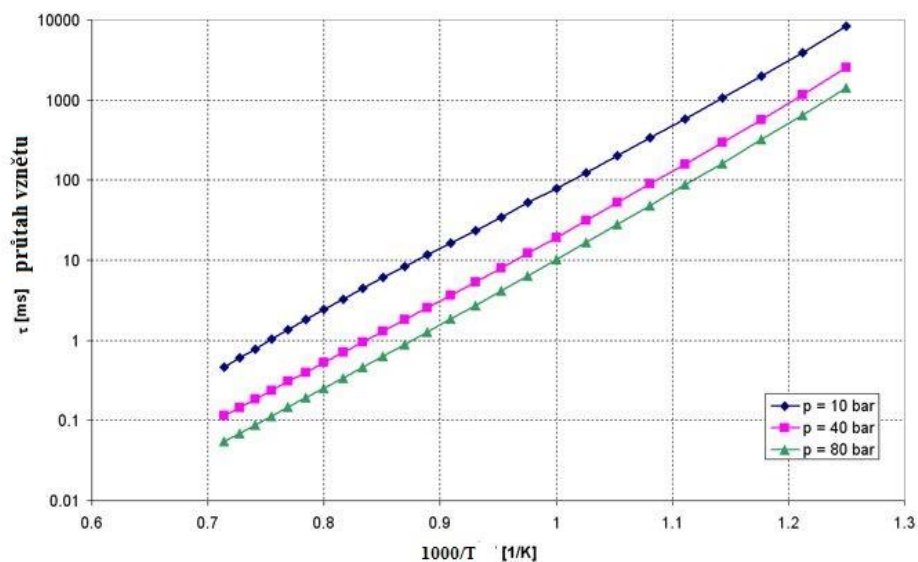
### 8.1.1 .Vznik klepání

Běžné spalování připravené směsi ve válci probíhá tak, že čelo plamene se šíří přibližně v kulových plochách od svíčky a postupně prohořívá celým objemem spalovacího prostoru. Ještě před průchodem čela plamene ale mohou nastat podmínky, kdy dojde k samovznícení připravené směsi. Pro započetí hoření je nutné splnit několik podmínek; je nutný dostatečný počet molekul paliva a kyslíku ve vhodném poměru, který je dán druhem paliva, dostatečná koncentrace volných radikálů a frekvence efektivních srážek molekul a radikálů. Ve směsi paliva a vzduchu probíhají tyto předplamenné reakce a jejich rychlost je ovlivněna teplotou, tlakem a prouděním směsi ve válci. Pokud jsou všechny tyto podmínky splněny a předplamenné reakce proběhnou ještě před průchodem čela plamene, část objemu směsi se samovznítí. To je provázené velmi rychlým uvolněním energie z objemu, který se samovznítí. Při náhlém intenzivním uvolnění energie prudce narůstá tlak v místě samovznícení a tato tlaková vlna se šíří skrz spalovacím prostorem. Šíření a odražení tlakových vln ve válci je doprovázeno charakteristickým zvonivým zvukem, proto se tento jev označuje jako klepání. Tlakové vlny při samovznícení v malém a velkém objemu jsou viditelné na **Obr. 26**. Klepání tedy nastává, jestliže je vyčerpán průtah vznětu ještě před průchodem čela plamene a má za následek vznik tlakových oscilací ve válci. Na **Obr. 27** je zobrazena závislost délky průtahu vznětu izooktanu na tlaku a teplotě, kterým je směs paliva vystavena. Šipkami je poukázáno

na oblast zvanou Negative Temperature Coefficient (NTC), tedy na oblast kde i se snižující se teplotou, které je směs vystavena, se délka průtahu vznětu zkracuje. Tento jev je obtížné v modelech vhodně podchytit. NTC se nevyskytuje u všech složek paliv zážehových motorů, jak je vidět z **Obr. 28**, kde je zobrazena závislost délky průtahu vznětu methanu na tlaku a teplotě



Obr. 27 – závislost délky průtahu vznětu isooktanu [18]



Obr. 28 – závislost délky průtahu vznětu methanu [18]

### 8.1.2 Vliv klepání na komponenty motoru

Jak již bylo řečeno, náhlé intenzivní uvolnění energie z části směsi má za následek vznik tlakových vln, které se šíří spalovacím prostorem a odráží se od stěn. Tlakové vlny způsobují lokální narušování mezní vrstvy u stěn válce, pístu a hlavy motoru. Izolace mezní vrstvou je tak porušena a horké plyny se dostávají přímo ke stěnám, což má za následek zvýšený přestup tepla do stěn. Při výskytu klepání v několika po sobě jdoucích cyklech, je přestup tepla do stěn velmi intenzivní a hrozí poškození motoru. Při samovznícení ve velkém objemu směsi v několika následujících cyklech může poškození nastat za několik desítek sekund, při nižší intenzitě klepání může motor zdánlivě bezproblémově fungovat, ale je výrazně zkrácena jeho životnost. Poškození z důvodu velkého přestupu tepla příčina jsou na **Obr. 29-30**, méně časté poškození způsobené vlivem tlakových oscilací vyvolaných klepáním jsou na **Obr 31**. [17]



Obr. 29 – poškození pístu způsobené přestupem tepla [17]



Obr. 30 – poškození hlavy způsobené přestupem tepla [17]

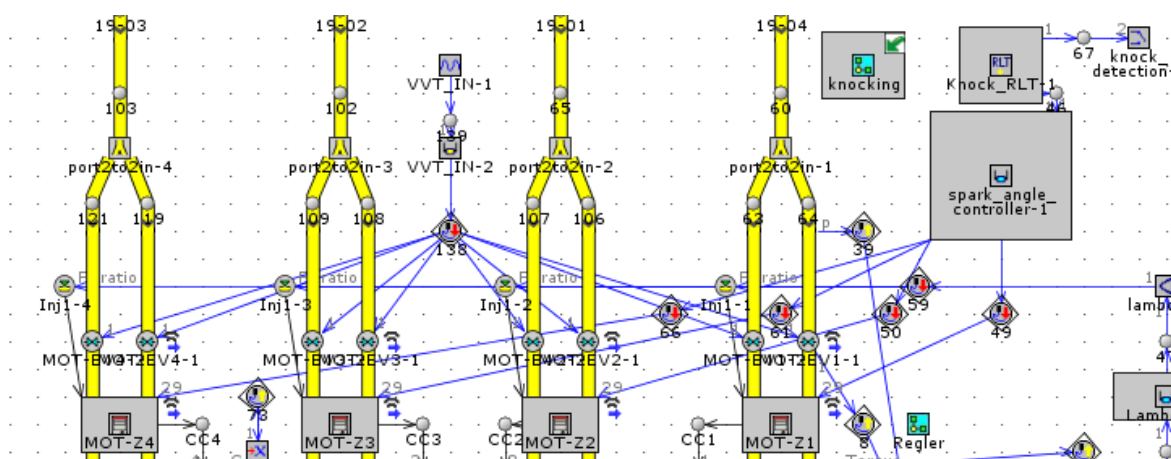


Obr. 31 – poškození pístu oscilacemi způsobenými klepáním [17]

### 8.1.3 Matematický model klepání

Jak již bylo řečeno výše, pro modelování klepání v simulacích použitých pro tuto práci byl použit matematický model, kterým se zabýval Ing. Jakub Mareš ve své diplomové práci. Jedná se o metodu, která vychází z modifikace a zpřesnění vztahu pro výpočet průtahu vznětu podle Doudada a Eyzeta a následný výskyt klepání (5.5). Při sestavování principu, jak upravit model průtahu vznětu, vycházel autor práce z teorie, že pro každou teplotu a tlak je potřebná jiná aktivační teplota pro vyvolání vznětu. Ve vztahu pro výpočet indukční doby sestavený Doudadem a Eyzatem je dána pouze jedna hodnota konstant M1 a M2 pro celý průběh výpočtu (5.5). Jelikož se ve spalovacím prostoru tlak a teplota nespálené směsi během komprese a expanze dynamicky mění, rozhodl se autor práce do vztahu přidat závislost aktivační teploty na teplotě a tlaku nespálené směsi. Základní kód GT-Power neumožňuje zavedené konstanty M1 a M2 měnit v závislosti na podmínkách ve spalovacím prostoru, a proto byl Ing. Jakub Mareš nucen napsat vlastní zdrojový kód, ve kterém byla implementována funkce, která na základě aktuálních podmínek ve válci přiřazuje aktivační energii a podle toho i příslušné konstanty M1 a M2. Podrobný popis logiky, mechanismu výpočtu a modelování v GT-POWER je v [17]. Takto zdokonalený model byl připojen ke stávajícímu modelu motoru, aby mohlo být klepání modelováno se zvýšenou přesností, protože je jedním

z hlavních limitujících faktorů zážehových motorů. Výstupem z modelu klepání je informace o tom, jestli se v daném válci vyskytuje klepání a kolik procent směsi ve válci již shořelo prostupem čela plamene, když se v daném válci objevilo klepání. Na modelu byla provedena ještě drobná modifikace, aby model vždy ukázal procentuální hodnotu shořelé směsi ve válci, ve kterém se objevilo klepání s největší intenzitou (při nejmenším podílu shořelé směsi). Tím byla zajištěna informace o tom, jaké nejintenzivnější klepání v motoru se může vyskytovat. Implementace modelu klepání do simulací je na **Obr.32**.



**Obr. 32 – Implementace modelu klepání do modelu motoru**

V objektu knocking probíhá celý výpočet výskytu klepání a je v něm obsažena celá logika popsaná výše. Do objektu Knock\_RLT je pak posílána procentuální podíl spálené směsi, v momentu, kdy se objevilo klepání. Pomocí PID regulátoru spark\_angle\_controller je pak řízen předstih zážehu tak, aby minimální podíl spálené směsi v okamžiku výskytu klepání, byl 90%. Objekt knock\_detection byl v modelu umístěn z důvodu zavedení kritéria konvergence modelu. Pokud se klepání objevilo při podílu prohořelé směsi menší než 90% poté výstup z knock\_detection byla 0, pokud se klepání objevilo při podílu prohořelé směsi větší nebo rovno 90% pak výstupní hodnota byla rovna 1. Aby bylo kritérium konvergence splněno, musela být výstupní hodnota knock\_detection rovna 1. Mechanismus výpočtu skrytý pod objektem knocking vymodelovaný v prostředí GT-POWER je na **Obr. 33**. Vstupní data pro výpočet klepání z modelu jsou tlak, teplota nespálené směsi ve válci, podíl spálené směsi a poloha klikového hřídele, zdvihy ventilů a otáčky motoru.





## 8.2 Motor bez výkonové turbíny s modelem klepání

Do modelu motoru, který byl prošetřován v kapitole 7.1. byl implementován model klepání a byla opět provedena optimalizace na minimální měrnou spotřebu. Optimalizačními parametry bylo časování sacích a výfukových ventilů. Zdvih, doba otevření ventilů a velikost turbíny byly totožné jako v modelu bez klepání (citlivostní analýzou bylo zjištěno, že implementace modelu klepání nemá na tyto parametry prakticky žádný vliv) a předstih zážehu byl podle modelu klepání upraven tak, aby ve všech prošetřovaných operačních bodech byl minimální podíl spálené směsi při výskytu klepání 90%. Jako palivo byl použitý benzin s oktanovým číslem 95. Výsledné parametry optimalizace včetně měrné spotřeby je v **Tab. 9**.

	1500/7bar	2000/23bar	4000/21bar
sací ventil zavírá [° od DÚ]	-75	-33	-20
výfukový ventil otevírá [° od DÚ]	-22	-16	-28
předstih zážehu [°]	-13	2	0
měrná spotřeba [g/kWh]	254	244	249

**Tab. 9** – výsledky optimalizace modelu bez výkonové turbíny s klepáním

Z důvodu upraveného předstihu zážehu se oproti totožnému modelu bez klepání měrná spotřeba zvýšila při 2000 RPM o 16g/kWh a při 4000 RPM o 20g/kWh. Při 1500 RPM se spotřeba nezměnila, protože při částečném zatížení v těchto otáčkách se klepání ani v jednom válci neobjevilo a proto nebylo třeba předstih zážehu nikam posouvat.

## 8.3 Motor s výkonovou turbínou ve druhém stupni s modelem klepání

Stejný postup jako v předchozí kapitole byl aplikován i na modelu motoru se zařazenou výkonovou turbínou ve druhém stupni. Do simulace byl opět připojen pokročilý model klepání a díky tomu byl opět posunutý předstih zážehu. Zdvih a doba otevření sacích i výfukových ventilů a velikost turbíny turbodmychadla i výkonové turbíny byly totožné jako v modelu bez klepání v kapitole 7.3. Z důvodu změny předstihu zážehu leží i optimum časování ventilů v jiné poloze, proto bylo propočteno DOE, kdy proměnnými parametry bylo časování sacích a výfukových ventilů. Výsledné hodnoty parametrů optimalizace a výsledná měrná spotřeba jsou v **Tab. 10**.

	1500/7bar	2000/23bar	4000/21bar
sací ventil zavírá [° od DÚ]	-33	15	15
výfukový ventil otevírá [° od DÚ]	0	-10	-13
předstih zážehu [°]	-15	4	0
velikost turbíny turbodmychadla [%]	220	80	150
velikost výkonové turbíny [%]	80	170	250
měrná spotřeba s výkonovou turbínou [g/kWh]	253	241	238
měrná spotřeba bez započtení výkonu turbíny [g/kWh]	259	258	258

**Tab 10 – výsledky optimalizace pro motor s výkonovou turbínou ve druhém stupni s klepáním**

Zohlednění klepání mělo za následek zvýšení měrné spotřeby oproti totožnému modelu bez klepání o 16g/kWh při 2000 i 4000 RPM. Protože se při částečném zatížení při 1500 RPM klepání nevyskytlo, proto je spotřeba totožná jako v modelu bez klepání.

#### **8.4 Motor s výkonovou turbínou v prvním stupni s klepáním**

V této variantě je postup prakticky stejný. Byl použit totožný model z kapitoly 7.4, v němž je do výfukového připojena výkonová turbína generující elektrický výkon ihned za svody spalin a až ve druhém stupni je umístěna turbína turbodmychadla. Do tohoto řešení byl podle stejného postupu připojen model klepání použitý předchozích variantách. Vzhledem k předpokládanému posunu předstihu zážehu byla opět provedena optimalizace časování sacích a výfukových ventilů. Ostatní parametry jako je zdvih ventilů a velikosti turbin jsou stejné jako v simulaci bez modelu klepání v kapitole 7.4. Výsledky optimalizace včetně výsledných měrných spotřeb bez a se započtením výkonu výkonové turbíny jsou v **Tab. 11**. Stejně jako v předchozích případech bylo zjištěné zvýšení oproti simulaci bez zahrnutí modelu klepání při 2000 a 4000 RPM. V tomto případě bylo zvýšení o 16g/kWh při 2000 RPM a o 15g/kWh při 4000 RPM. Při částečném zatížení v 1500 RPM se podle modelu klepání nevyskytlo a proto jsou výsledné parametry pro tuto simulaci totožné s výsledky v kapitole 7.4 bez zahrnutí modelu klepání.



	1500/7bar	2000/23bar	4000/21bar
sací ventil zavírá [° od DÚ]	-25	9	20
výfukový ventil otevírá [° od DÚ]	-20	-5	-19
předstih zážehu [°]	-15	4	-1
velikost turbíny turbodmychadla [%]	240	110	220
velikost výkonové turbíny [%]	60	140	200
měrná spotřeba s výkonovou turbínou [g/kWh]	249	242	236
měrná spotřeba bez započtení výkonu turbíny [g/kWh]	258	252	251

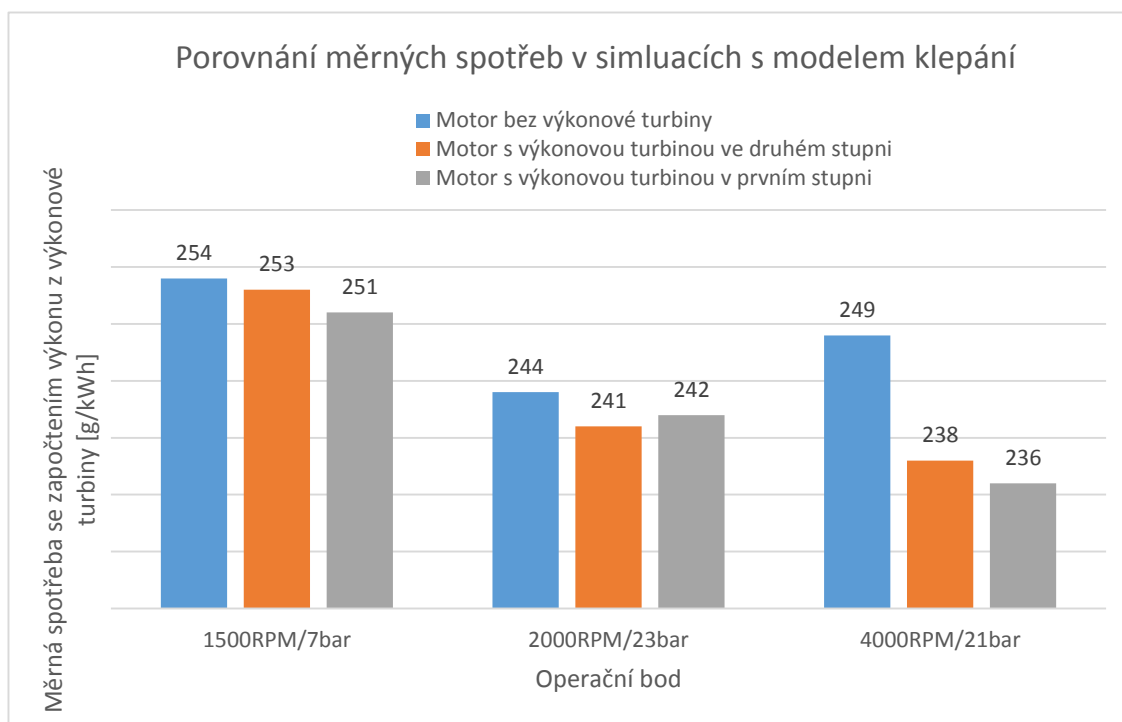
Tab. 11 – výsledky optimalizace v simulaci s výkonovou turbínou v prvním stupni s modelem klepání

## 8.5 Rozbor výsledků v simulacích s modelem klepání

Jak už bylo vidět v jednotlivých výsledcích optimalizací, ve všech případech bylo klepání v simulacích limitujícím faktorem a díky tomu se měrná spotřeba v případech, kde se klepání objevilo, zvýšila. V této kapitole diplomové práce budou jednotlivé modely se začleněným klepáním podrobněji srovnány a analyzovány. Podrobný rozbor je prováděn na simulacích s modelem klepání právě proto, že tyto modely jsou blíže dějům, které skutečně probíhají v zážehových motorech. Simulace bez modelu klepání byly prováděny zejména z důvodu zjištění, jak moc se měrná spotřeba zvýší při aplikaci modelu klepání. Měrné spotřeby a jejich srovnání jsou v **Tab. 12** a **Obr. 34**

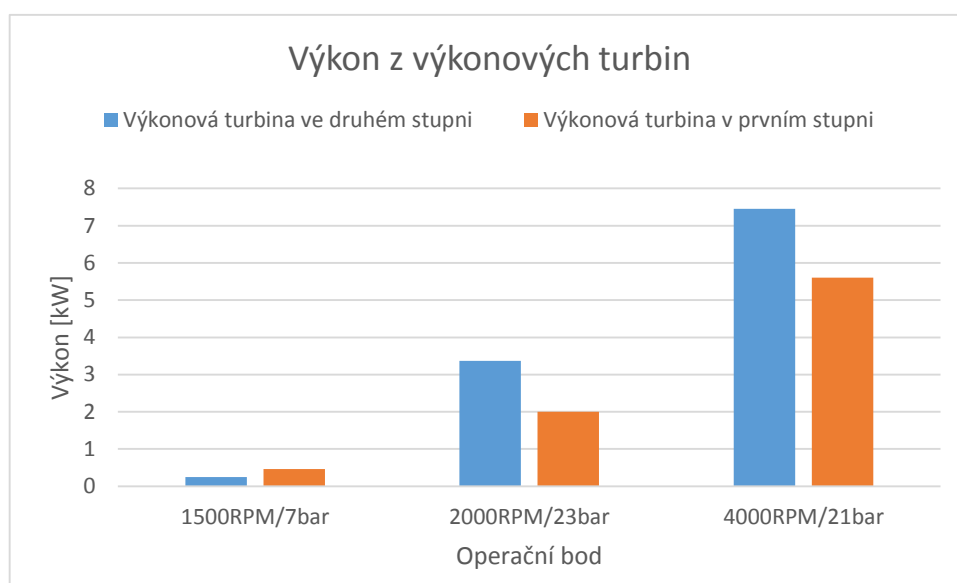
		1500RPM/7bar	2000RPM/23bar	4000RPM/21bar
Motor bez výkonové turbíny		254	244	249
Motor s výkonovou turbínou ve druhém stupni	měrná spotřeba bez započtení výkonu z výkonové turbíny	259	258	258
	měrná spotřeba se započtením výkonu z výkonové turbíny	253	241	238
Motor s výkonovou turbínou v prvním stupni	měrná spotřeba bez započtení výkonu z výkonové turbíny	258	252	251
	měrná spotřeba se započtením výkonu z výkonové turbíny	251	242	236

Tab. 12 – Porovnání měrných spotřeb v simulacích s modelem s klepáním



**Obr.34 - Porovnání měrných spotřeb v simulacích s modelem klepání**

Z **Obr. 34** je patrné, že ve všech vyšetřovaných operačních bodech se při zařazení výkonové turbíny snížila celková měrná spotřeba pohonné jednotky. Snížení měrné spotřeby je znatelné zejména ve vysokých otáčkách motoru při vysokém zatížení motoru. To je dáno hlavně tím, že na výkonové turbíně je generován poměrně vysoký výkon. U výkonové turbíny v prvním stupni jsou to 2kW při 2000 RPM a 6kW při 4000 RPM, u výkonové turbíny ve druhém stupni je to dokonce 3,5kW při 2000 RPM a 7,5kW při 4000 RPM. Po připočtení tohoto výkonu k výkonu samotného spalovacího soustrojí se spotřeba ve vyšších zatíženích a otáčkách snížila. U částečného zatížení při 1500 RPM není mezi řešením bez výkonové turbíny a s výkonovou turbínou ve druhém stupni prakticky žádný rozdíl. Samotné zvýšení práce potřebné na výměnu náplně válce je akorát pokryto prací z výkonové turbíny, jejíž výkon je 0,25kW. Při zařazení výkonové turbíny do prvního stupně s nastavením malého průtoku (viz **Tab.11**) je viditelné i snížení spotřeby v režimu částečného zatížení. Elektrický výkon generovaný výkonovou turbínou je téměř dvojnásobný (0,45kW) než u výkonové turbíny ve druhém stupni a proto je při tomto řešení snížená měrná spotřeba i v částečném zatížení při 1500 RPM. Graf hodnot výkonu z výkonových turbín v jednotlivých řešeních je na **Obr. 35**.

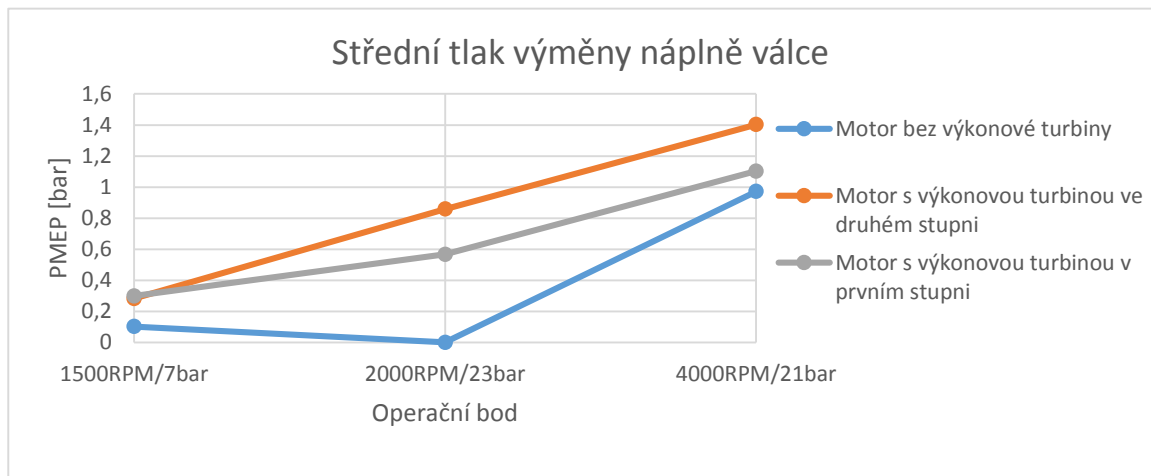


**Obr. 35 – Srovnání výkonu z výkonových turbin**

I když je výkon z výkonové turbíny zařazené ve druhém stupni při 2000 a 4000 RPM značně vyšší než výkon z výkonové turbíny v prvním stupni, je měrná spotřeba při 2000 a 4000 RPM velmi podobná a neliší se o více než 2g/kWh. Z toho plyne, že přidáním výkonové turbíny do druhého stupně výrazně více ovlivníme oběh samotného spalovacího motoru, který zvýší svou měrnou spotřebu paliva. Toto ovlivnění je pak kompenzováno výkonem z výkonové turbíny. Jak už bylo řečeno, přidáním výkonové turbíny do výfukového potrubí samo o sobě má vliv na proces spalování, výměnu náplně válce a tím i na měrnou spotřebu samotného spalovacího motoru. Graf závislosti střední tlaku výměny náplně válce (8.1) je na **Obr. 36**.

$$(8.1) \quad PMEP = \frac{W_{i(PMEP)}}{V_{z1}}$$

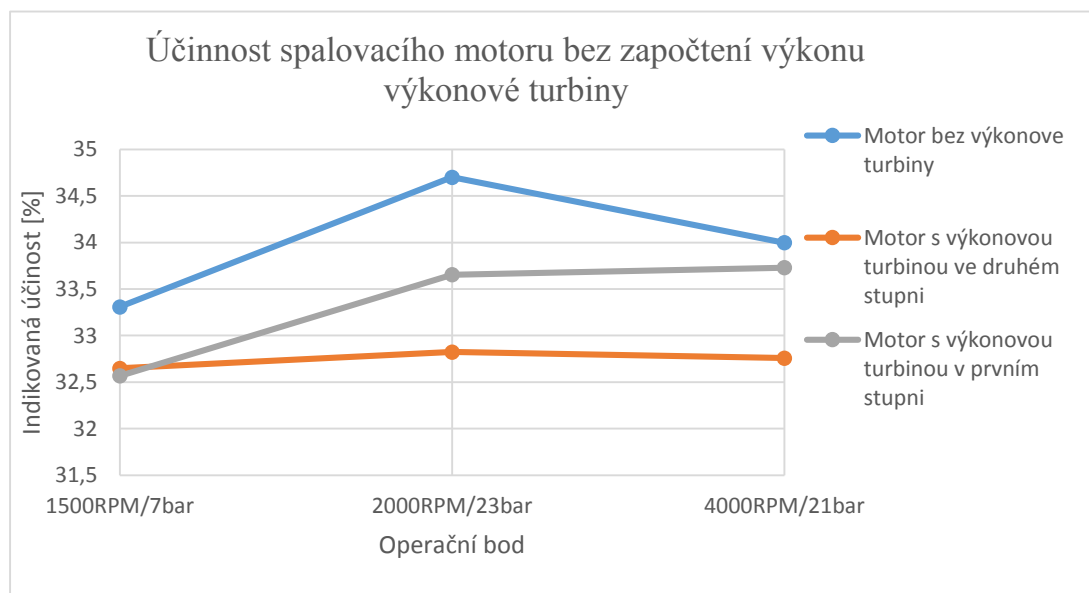
$$(8.2) \quad W_{i(PMEP)} = \int_{540^{\circ}}^{180^{\circ}} p \cdot dV$$



Obr. 36 – střední tlak výměny náplně válce

Zvýšením práce potřebné na výměnu náplně válce se sníží indikovaná práce, a tím indikovaná účinnost spalovacího motoru (8.3). Závislost účinnosti je na Obr. 37.

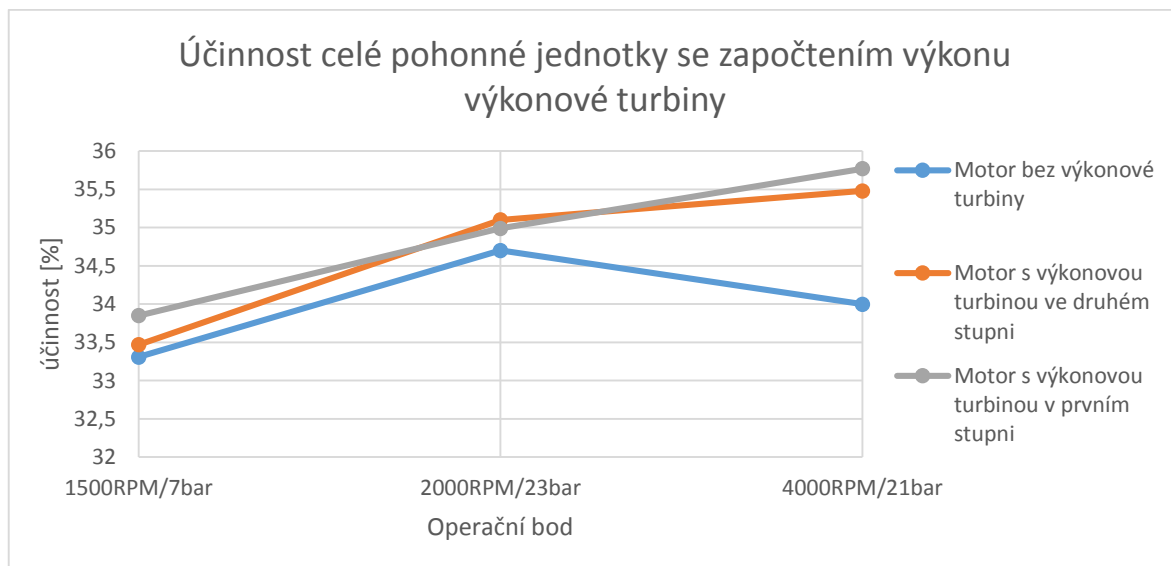
$$(8.3) \quad \eta = \frac{W_e}{m_p \cdot H_u} = \frac{P_e}{\dot{m}_p \cdot H_u}$$



Obr. 37 – účinnost spalovacího motoru bez započtení výkonu výkonové turbíny

Průběhy středního tlaku výměny náplně válce a účinnosti spolu s výkony s výkonových turbín ukazují důvody, proč měrné spotřeby vyšly právě tak jak je v Obr. 34. Například v operačním bodě 4000RPM/21bar má nejvyšší měrnou spotřebu motor bez výkonové turbíny i

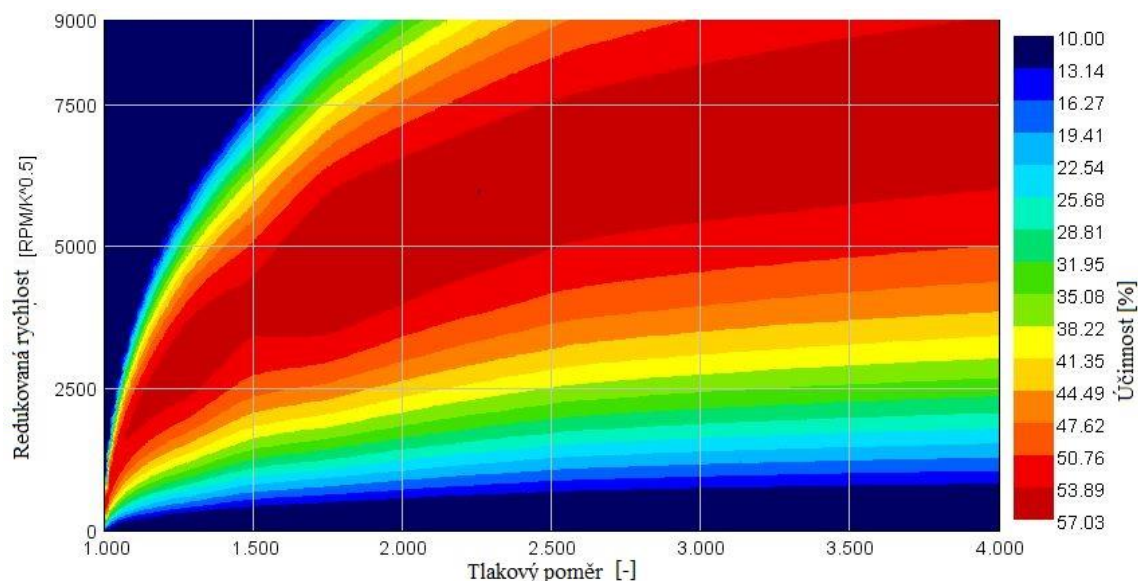
když má nejmenší PMEP, protože k výkonu z motoru se již nepřičítá žádný jiný výkon z turbíny. Motor s výkonovou turbínou ve druhém stupni má sice největší PMEP, ale také se na výkonové turbíně generuje největší výkon, který kompenzuje ztráty, a proto je jeho měrná spotřeba nižší než v řešení bez výkonové turbíny. V **Obr. 38** je pro porovnání zobrazena celková účinnost jednotlivých řešení se započtením výkonu z výkonových turbín.



**Obr. 38 – Účinnost celé pohonné jednotky se započtením výkonu výkonové turbíny**

## 8.6 Účinnost výkonové turbíny – citlivostní analýza

Ve výše zmíněných modelech byla požívána mapa turbíny sestavená z experimentálně naměřených dat. Jak plyne z účinnostní mapy turbíny na **Obr. 39** maximální účinnost jaké byla turbína schopna dosáhnout byla 57%. Vzhledem k tomu že jsou už běžně dostupné i turbíny s vyšší účinností, byla provedena citlivostní analýza. Koeficientem účinnosti byly veškeré hodnoty účinnosti v mapě turbíny přenásobeny. Jednotlivé koeficienty byly zvoleny po 10% původní hodnoty, to znamená, že jednotlivé koeficienty byly 110%, 120% respektive 130%. Tím pádem se maximální účinnosti turbíny dostaly na 62,7%, 68,4%, respektive 74,1%.



**Obr. 39 – Původní mapa účinností výkonové turbíny**

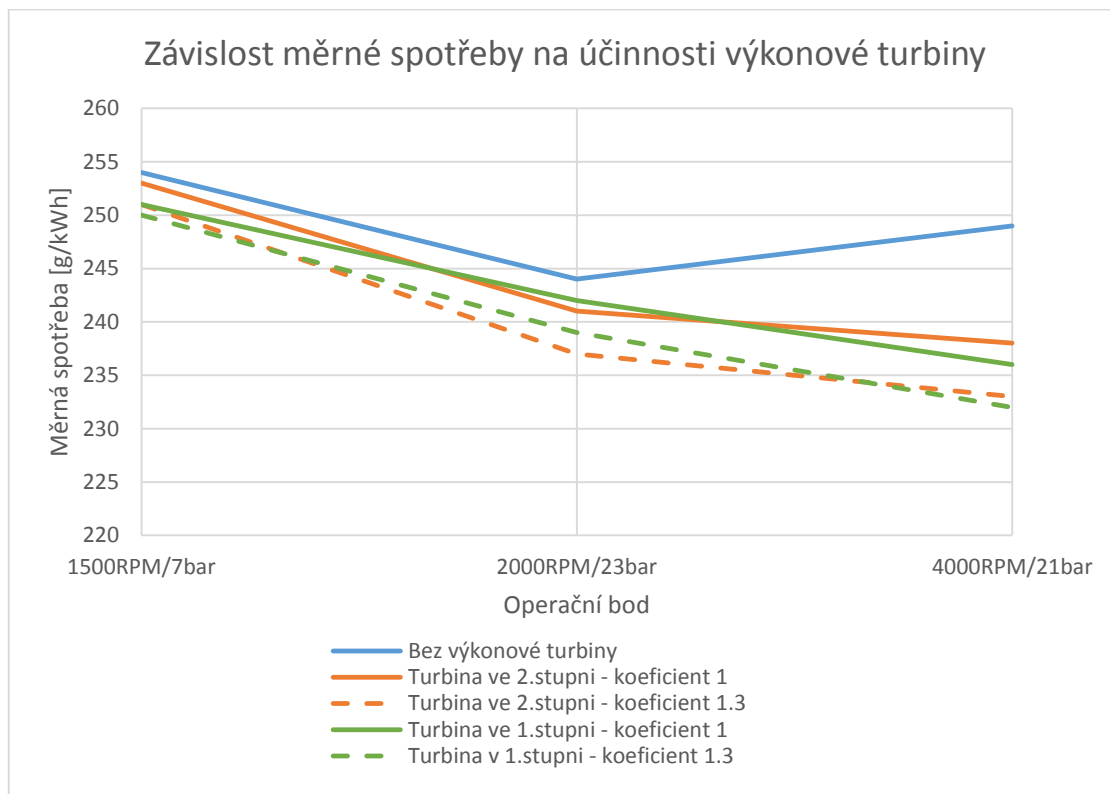
Kompletní výsledky simulací s turbínou s upravenou účinností jsou v **Tab. 13**, na **Obr. 40** je pak porovnaná měrná spotřeba původních modelů a modelů s turbínou upravenou koeficientem účinnosti 1.3. Pro všechny citlivostní analýzy byla použita optimální nastavení získaná z optimalizací z původní účinností výkonové turbíny.

Měrná spotřeba v [g/kWh]	1500RPM/7bar	2000RPM/23bar	4000RPM/21bar
Bez výkonové turbíny	254	244	249
Turbína ve 2.stupni - koeficient 1	253	241	238
Turbína ve 2.stupni - koeficient 1.1	253	240	236
Turbína ve 2.stupni - koeficient 1.2	252	239	235
Turbína ve 2.stupni - koeficient 1.3	251	237	233
Turbína v 1.stupni - koeficient 1	251	242	236
Turbína v 1.stupni - koeficient 1.1	251	241	235
Turbína v 1.stupni - koeficient 1.2	250	240	234
Turbína ve 1.stupni - koeficient 1.3	250	239	232

**Tab 13 – Měrná spotřeba s různou účinností výkonové turbíny**

Z tabulky je patrné, že největší přínos vyšší účinnosti výkonových turbin je v oblastech, kde je podíl elektrického výkonu z celkového výkonu pohonné jednotky vysoký, tedy ve vysokých zatíženích při vysokých otáčkách. Při 4000 RPM se při zvýšení maximální účinnosti z 57% až na velmi vysokých 74,1% snížila měrná o 5g/kWh u výkonové turbíny ve

druhém stupni a o 4g/kWh u turbíny v prvním stupni. Při tomto režimu byl turbínou dodáván do systému výkon 9,15kW u řešení s výkonovou turbínou ve druhém stupni a 7.2kW u řešení s výkonovou turbínou v prvním stupni.



**Obr. 40 – porovnání spotřeb s různou účinností výkonových turbín**

## 9 ZÁVĚR

Výsledkem této práce je upravený zážehový motor vybavený výkonovou turbínou, která generuje elektrický výkon, ten je pak s danou účinností posílán zpět na klikový hřídel. Využitím těchto modelů byly získány důležité parametry motoru, na jejichž základě je možné demonstrovat splnění cílů diplomové práce.

C1 – z kapitoly 8.5 je patrné, že v obou modelech se zařazenou výkonovou turbínou se měrná spotřeba motoru snížila, zejména pak při vysokých zatíženích a vysokých otáčkách motoru. Při zařazení výkonové turbíny ve druhém stupni byla nejvíce zvýšena práce potřebná na výměnu náplně válce, na druhou stranu výkonová turbína generovala nejvyšší výkon a měrná spotřeba klesla. V nízkých otáčkách a zatíženích je přínos umístění výkonové turbíny do výfuku minimální. Stejná tendence lze sledovat u při zařazení výkonové turbíny do prvního stupně.

C2 – do simulací byl připojen model klepání, který byl předmětem zkoumání v diplomové práci Ing. Jakuba Mareše [17]. Porovnáním výsledků simulací se zařazeným modelem klepání a bez uvažování klepání je vidět, že zařazením výkonové turbíny do výfukového potrubí, se vliv faktoru klepání výrazně nemění. Změna předstihu zážehu z důvodu zamezení klepání a díky tomu i změna měrné spotřeby se projevily velmi podobně. Snížení předstihu zážehu i zvýšení měrné spotřeby se posunuly v modelech bez i s výkonovou turbínou prakticky o stejnou hodnotu. Z těchto výsledků vyplývá, že při zařazení výkonové turbíny do výfukového potrubí je možné optimalizací ventilových rozvodů zajistit, aby výkonová turbína měla minimální vliv na stav ve válci a tím i na klepání.

C3 – v jednotlivých modelech se zařazenou výkonovou turbínou byl prozkoumán vliv podmínek ve válci na průběh hoření, oproti naměřenému referenčnímu režimu. Po zohlednění změn podmínek ve válci, které nastanou při zařazení výkonové turbíny do výfukového potrubí, byl prošetřován průběh vývinu tepla z paliva. Jak bylo zjištěno v kapitole 7.2 v operačních bodech při 2000RPM/23bar a 4000RPM/21bar byla změna vývinu tepla zanedbatelná, při 1500RPM/7bar nebyly změny nijak výrazné, ale už byla provedena korekce.



## 10 NÁMĚTY K NAVAŽUJÍCÍ PRÁCI

V této diplomové práci byl prozkoumán potenciální přínos zařazení výkonové turbíny do výfukového potrubí motoru, na níž je generován elektrický výkon a vliv tohoto řešení na průběh spalování, zejména vliv na klepání. Ve všech operačních bodech byl uvažován ustálený stav. Navazující práce, která by se dále zabývala přínosem výkonové turbíny, by se měla zaměřit na přechodové režimy motoru a na odezvu výkonové turbíny při těchto režimech.

Po simulačním prošetření přínosu výkonové turbíny v motoru jak v ustálených tak v přechodových režimech je nutné vyřešit samotné konstrukční spojení obou turbin a zvolenou konfiguraci instalovat do výfukového potrubí motorové brzdy a ověřit správnost výsledků ze simulací.

## LITERATURA.

- [1] *Gaseous Emissions from Light-Duty Vehicles: Moving from NEDC to the New WLTP Test Procedure* [online]. [cit. 3.12.2016] Dostupné z - <http://pubs.acs.org/doi/pdf/10.1021/acs.est.5b01364>
- [2] HEYWOOD J. – *Internal Combustion Engine Fundamentals*, Nakladatelství McGraw-Hill Education, 1988, ISBN 978-0070286375
- [3] CENGEL, Yunus A. a Michael A. BOLES. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. 6. vyd. Boston: McGraw-Hill, 2008. ISBN 978-0-07-352921-9
- [4] SAIDUR, R., M. REZAI, W. K. MUZAMMIL, M. H. HASSAN, S. PARIA a M. HASANUZZAMAN. Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier, 2012, č. 16, s. 5649-5659. ISSN: 1364-0321.
- [5] BRASZ J. LARS *Ranking of Working Fluids for Organic Rankine Cycle Applications* [online]. [cit. 2016-12-18] Dostupné z - <http://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1721&context=iracc>
- [6] <http://magicalmachines.weebly.com/alpha-stirling-engine.html>
- [7] [https://en.wikipedia.org/wiki/Stirling\\_engine](https://en.wikipedia.org/wiki/Stirling_engine)
- [8] <http://magicalmachines.weebly.com/the-stirling-cycle-engine.html>
- [9] <http://energetika.tzb-info.cz/kogenerace/10220-moznosti-vyuziti-termoelektrickyche-jevu-pro-vyrobu-elektricke-energie-z-odpadniho-tepla>
- [10] Sheng Jye T.: Effects of Mechanical Turbo Compounding on a Turbocharged Diesel Engine-SAE paper: 2013-01-0103, TSAE-13AP-0103
- [11] <http://mundodospesados.blogspot.cz/2014/05/scania-g440-turbocompound.html>
- [12] [https://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/pdfs/deer\\_2006/session6/2006\\_deer\\_vuk.pdf](https://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/pdfs/deer_2006/session6/2006_deer_vuk.pdf)
- [13] [http://energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f9/2004\\_deer\\_hopmann.pdf](http://energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f9/2004_deer_hopmann.pdf)
- [14] Uživatelský manuál GT-POWER – Flow theory
- [15] TICHÁNEK R. – Přednášky „Pohony soutěžních vozů“ – PSV\_P1\_P2\_P3\_P4.ppt

- [16] ŠKAROHLÍD M. - Modelování vlivu složení paliva na vlastnosti plynového zážehového motoru – disertační práce 2013
- [17] MAREŠ J. - Ověření možnosti predikce klepání zážehového motoru pomocí srovnání experimentu a 1-D modelu – diplomová práce 2014
- [18] VÍTEK O. – přednášky „Teorie spalovacích motorů“ - theory\_ICE – TSM.ppt